

Optimale Regelung des Dieselmotors zur Minimierung von Realfahrtemissionen und -verbrauch

Vom Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Simon Zydek

geboren am 13. November 1983 in Wetzlar

Referent:	Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
Korreferent:	Prof. Dr. Ing. Tran Quoc Khanh
Tag der Einreichung:	20.06.2017
Tag der Prüfung:	02. November 2017



Zydek, Simon: Optimale Regelung des Dieselmotors zur Minimierung
von Realfahrtemissionen und -verbrauch

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt,

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2018

URN: nbn:de:tuda-tuprints-80683

Tag der mündlichen Prüfung: 02. November 2017

Veröffentlicht unter CC BY-NC 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

Danksagung

Im Rahmen dieser Danksagung möchte mich bei all denjenigen bedanken, die mich während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter fachlich und/oder persönlich unterstützt haben.

Die herausragende fachliche Unterstützung möchte ich im besonderen Maße Professor Isermann zuschreiben. Die stets konstruktiven Gespräche waren für mich von großer Bedeutung und haben meine Arbeit maßgeblich geprägt.

Das überaus positive Arbeitsklima am Institut ist meinen Kollegen Marek Kowalczyk, Florian Kunkel, Jakob Bechtloff, Philip Keßler und Alexander Weber zu verdanken. Die vielen nicht nur fachlichen sondern immer auch unterhaltenden Gespräche habe ich sehr genossen.

Einen ganz besonderen Beitrag zu meiner Zeit am Institut haben die administrativen Angestellten Ilse Brauer, Corina Fischer, Alfred Gross und Brigitte Hoppe geleistet, die durch ihre freundliche Art ein angenehmes Maß an Herzlichkeit zum rational geprägten, universitären Umfeld beigetragen haben.

Eine großartige Unterstützung habe ich von meinen damaligen Studenten Michael Abel, David Casper und Felix Wienker erfahren. Durch ihr Zutun an unzähligen Tagen und Nächten am Motorprüfstand haben sie die praktische Umsetzung meiner Arbeit maßgeblich beeinflusst.

Ebenfalls möchte ich Professor Dr.-Ing. Tran Quoc Khanh, Leiter des Fachgebietes Lichttechnik an der Technischen Universität Darmstadt, für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferates danken.

Zuletzt danke ich Herrn Gottschlich für die beispiellosen Bemühungen bei den Reparaturen des Frequenzumrichters. Ohne sein unkompliziertes und lösungsorientiertes Mitwirken wäre die Dissertation in der vorliegenden Form nicht möglich gewesen.

Frankfurt, September 2018

Simon Zydek

für Konni

If you can't describe what you are doing as a process, you don't know what you're doing. (*W. Edwards Deming*)

Inhaltsverzeichnis

Symbole und Abkürzungen	VI
Kurzfassung	XI
1 Einführung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Stand der Technik	3
1.3 Lösungsweg / Aufbau der Arbeit	7
2 Struktur zur optimalen Regelung- und Steuerung des Dieselmotors	9
2.1 Ein- und Ausgangsgrößen des Verbrennungsprozesses	11
2.1.1 Verbrennungs- und Motorausgangsgrößen	11
2.1.2 Definition der Gütefunktion	13
2.1.3 Stellgrößen der Verbrennung	18
2.1.4 Eingangsgrößen der Verbrennung	20
2.2 Ableitung einer optimalen Regler- und Steuerstruktur	22
2.2.1 Definition der optimalen Verbrennung und des optimalen Motorbetriebs	22
2.2.2 Optimale Regler- und Steuerstruktur	23
3 Verbrennungsoptimierung	26
3.1 Bisherige Veröffentlichungen zur Verbrennungsoptimierung	26
3.2 Methodik zur Online-Optimierung	33
3.2.1 Lokale Folgeoptimierung	34
3.2.2 Bestimmung der Optimierungspläne	36
3.3 Online-Optimierung am Motorenprüfstand	40
3.3.1 Lokale Online-Optimierung der Verbrennung am Motorenprüfstand	40
3.3.2 Analyse der globalen Online-Optimierung der Verbrennung	42
3.4 Optimale Verbrennungssteuerung am Motorenprüfstand	50
3.4.1 Optimale Verbrennungssteuerung bei konstantem Motorbetriebspunkt	50
3.4.2 Optimale Verbrennungssteuerung im dynamischen Motorbetrieb	52
4 Adaptive, experimentelle Modellstruktur LOCOMOT	55
4.1 LOCOMOT Modellgleichungen	56
4.2 Lokal lineare Parameterschätzung	61
4.3 Anwendungsbeispiel: Semiphysikalische Modellbildung des Gasmassenstroms \dot{m}_{eng}	65
5 Modellierung des Gaszustandes im Zylinder	70
5.1 Messdatenkorrektur von piezoelektrischen Zylinderdrucksensoren	71

5.1.1	Korrektur simulierter Zylinderdruckdaten	75
5.1.2	Korrektur von Zylinderdruckdaten am Motorenprüfstand	76
5.2	Schätzung des Gaszustandes im Zylinder auf Basis von Indizierdaten	78
5.2.1	Implementierung am Motorenprüfstand	82
5.3	Gaszustandsschätzung im Zylinder ohne die Verwendung von Indizierdaten	84
6	Modellbasierte Gaszustandsregelung	88
6.1	Grundstruktur des Gaszustandsreglers	89
6.1.1	Stellgrößen	89
6.1.2	Regelgrößen und Sollwerte	89
6.1.3	Regelkreise	91
6.2	Sollwerte des Gaszustandsvektors ζ	94
6.2.1	Relativer Sauerstoffanteil X_{cyl}	95
6.2.2	Gasmasse m_{cyl}	96
6.2.3	Gastemperatur T_{cyl}	97
6.3	Gaszustandssteuerung	98
6.3.1	Drosselstellen	99
6.3.2	Niederdruckluftpfad	104
6.3.3	Hochdruckluftpfad	114
6.3.4	Dezentrale Gesamtsteuerstruktur des Luftpfades	119
6.3.5	Verkoppelte Gesamtsteuerstruktur des Luftpfades	124
6.4	Gaszustandsregelung	128
6.4.1	Regelung des Gaszustandes im Einlassbehälter	128
6.4.2	Validierung der Gaszustandsregelung	129
6.4.3	Regelung des Gaszustandes im Zylinder	132
7	Gesamtmotorregelung	134
8	Zusammenfassung	145
Anhang		147
A	Prüfstand	147
A.1	Versuchsträger	147
A.2	Belastungseinrichtung	149
A.3	Echt-Zeitentwicklungsumgebung	150
B	Ableitung kalibrierbarer Emissionsgrenzwerte aus den gesetzlichen Anforderung für RDE-Prüffahrten	153
B.1	Gesetzliche Vorschriften zur Prüfung und Bewertung einer RDE-Fahrt . . .	154
B.2	Bestimmung von kalibrierbaren Emissionsgrenzwerten	164
C	Dynamisches Verhalten des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i}	173
D	Analyse über den Zusammenhang von AGR-Rate r_{egr} und relativem Sauerstoffan- teil im Einlassbehälter \hat{X}_{cyl}	179
E	Vereinfachte Formulierung der Drosselgleichung	182

Literaturverzeichnis	184
Veröffentlichungen des Autors	191
Betreute Abschlussarbeiten	192

Symbole und Abkürzungen

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
DPF	Dieselpartikelfilter
EGR	exhaust gas recirculation, Abgasrückführung
FS	full scale, Fehler bei maximalem Sensorwert
HDAGR	Hochdruckabgasrückführung
IMC	internal model control
MIMO	multi input multi output
NDAGR	Niederdruckabgasrückführung
NEDC	new european driving cycle
NEFZ	neuer europäischer Fahrzyklus
NRMSE	normalized root mean square error, Wurzel des normierten mittleren quadratischen Fehlers
PEMS	portable emissions measurement system, mobiles Emissionsmessgerät
PM	Partikelmasse
PN	Partikelzahl
RDE	real driving emissions, Realfahrtemissionen
RMSE	root mean square error, Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers
VG	variable geometry turbocharger, variable Turbinengeometrie
WLTC	worldwide harmonized light-duty vehicles test cycle
WLTP	worldwide harmonized light-duty vehicles test procedure

Symbole 1/2

a	Beschleunigung	m/s^2
b_{sfc}	spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
c	Konzentration	ppm, mg/m^3
c	Zentrumsordinate (Kapitel 4)	
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kg K)
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	J/(kg K)
d	Distanz	km
k_{cf}	Konformitätsfaktor	1
l	Modellanzahl	1
l_{is}	relative Einströmrates	1
l_r	relative Füllung	1
L_{st}	stöchiometrisches Luftverhältnis	kg/kg
m	Masse, Exponent der Gütefunktion	kg, 1
\dot{m}	Massenfluss	kg/s
n	Motordrehzahl	U/min
n	Polytrophenexponent	1
n	Normierungsfaktor / Grenzwert	$(\text{mg/s})/\text{kW}$
n te	not to exceed, NTE-Grenzwert	1
p	Druck	Pa
p_{cyl}	Zyklussynchroner Druck im Zylinder bezogen auf eine Referenzposition	Pa
p	Leistung	kW
q	Kraftstoffvolumen	mm^3/cyc
r	Residuum	
r_{egr}	relative, rezirkulierte Abgasmasse	1
t_{pi}	relativer Zeitpunkt der ersten Voreinspritzung	μs
u	Stellgröße	
v	Geschwindigkeit	km/h
V	Volumen	m^3
w	Gewichtungsfaktor, Parameter	1
w	Parameter (Kapitel 4)	
W	Arbeit	J
x	Eingangsgröße	
X	Luftmassenanteil = relativer Sauerstoffanteil	1
y	Ausgangsgröße	

Symbole 2/2

A	Systemmatrix	1
B	Eingangsmatrix	1
<i>E</i>	Energie	J
<i>H</i> ₁	unterer Heizwert	MJ/kg
H	Ausgangsmatrix	1
<i>J</i>	Gütefunktionswert	1
<i>P</i>	Leistung	W
<i>Q</i>	Wärme	J
<i>O</i> ₂	Sauerstoffanteil	%
\dot{Q}	Wärmefluss	W
<i>R</i>	spezifische Gaskonstante, Kovarianz	J/(kg K)
<i>T</i>	Temperatur	K
<i>T</i> _{10–90%}	Zeitdauer zwischen 10% bis 90% des Endwertes	ms
<i>T</i> _{90%}	Zeitdauer bis 90% des Endwertes erreicht sind	ms
<i>T</i> _{95%}	Zeitdauer bis 95% des Endwertes erreicht sind	ms
<i>T</i> _{PT1}	Zeitkonstante eines PT1-Gliedes	ms
<i>T</i> _{PT2a}	Zeitkonstante eines PT2-Gliedes, erster Pol	ms
<i>T</i> _{PT2b}	Zeitkonstante eines PT2-Gliedes, zweiter Pol	ms
<i>T</i> _{PT2b}	Zeitkonstante eines PT2-Gliedes, zweiter Pol	ms
<i>X</i>	relativer Sauerstoffanteil / Massenanteil	1
<i>α</i>	Winkel	°C
<i>η</i>	Wirkungsgrad	1
<i>μ</i>	Zugehörigkeitsfunktion	
<i>Φ</i>	Gewichtungsfunktion / Gültigkeitsfunktion	1
<i>ρ</i>	Dichte	kg/m ³
<i>Ψ</i>	Ausflussfunktion	1
<i>σ</i>	Standardabweichung	
<i>σ</i> _n	normierte Standardabweichung / Glättungsparameter (Kapitel 4)	1
<i>φ</i>	Kurbelwellenwinkel	°CS
<i>ζ</i>	Gaszustandsvektor	
<i>λ</i>	Luftverhältnis	1

Indizes 1/2

1	Zustandsvariable vor dem Kompressor
2c	Zustandsvariable nach dem kompressor
2ic	Zustandsvariable nach dem Ladeluftkühler
2i	Zustandsvariable im Einlassbehälter
3	Zustandsvariable vor der Turbine
5	Zustandsvariable nach dem DPF
a	ambient, Umgebung
ap	air path, Luftpfad
air	air, Luft
c	combustion/Verbrennung
cc	characteristic curve / charakteristische Kurve
cf	conformity factor / Konformitätsfaktor (RDE)
ct	clutch torque/Kupplungsmoment
cyl	cylinder / Zylinder
des	desired / Sollwert
ds	distance specific / streckenspezifische Größe
dsgc	distance specific gas component / streckenspezifische Größe einer Gaskomponente
dsCO ₂	distance specific NO _x / streckenspezifische Größe der CO ₂ -Emissionen
dsNO _x	distance specific NO _x / streckenspezifische Größe der NO _x -Emissionen
dspm	distance specific particulate matter / streckenspezifische Größe der Ruß-Emissionen
e	effective / effektiv
egr	exhaust gas recirculation/Abgasrückführung
eng	engine / Motor
exh	exhaust gas / Abgas
EU6	Euro-6 Grenzwert
f	fuel/Kraftstoff
gc	gas component/Gaskomponente
got	gearbox output torque / Drehmoment am Getriebeausgang
hpegr	high pressure exhaust gas recirculation / hochdruck Abgasrückführung
i	indicated / indiziert
is	intake stroke / Einlasstakt
ig	inert gas / Inertgas
it	inner torque / inneres Drehmoment
inj	injection / Summe aller Teileinspritzungen (bspw. Gesamteinspritzvolumen)
itv	intake throttle valve / Einlassdrosselklappe
j	Laufvariable der Mittelungsfenster
k	Datensatz (Stadt, Landstrasse, Autobahn)
lead	lead path / Vorhaltpfad
lpegr	low pressure exhaust gas recirculation / niederdruck Abgasrückführung
m	mechanical / mechanisch
maf	mass air flow meter / Luftmassenmesser
meas	measurement / Messwert
mi	main injection / Haupteinspritzung, mean indicated / mittlerer indizierter (Druck)

Indizes 2/2

mu	metering unit / Dosiereinheit
off	offset / Offsetfehler
op	operation point / Motorbetriebspunkt
opt	optimized / optimierte Größe
pcv	pressure control valve / Druckregelventil (Rai)
ped	pedal / Gaspedal
pi	pilot injection 1 / erste Voreinspritzung
pi2	pilot injection 2 / zweite Voreinspritzung
pi3	pilot injection 3 / dritte Voreinspritzung
pm	particulate matter / Ruß
psgc	power specific gas component / leistungsspezifische Größe einer Gaskomponente
psNO _x	power specific NO _x / leistungsspezifische Größe der NO _x -Emissionen
pspm	power specific particulate matter / leistungsspezifische Größe der Ruß-Emissionen
rail	rail system / Common-Rail
ref	reference / Referenzwert
stat	static / statischer Offsetfehler
t	theoretical / theoretischer Idealwert
tol1+	obere Schwelle des ersten Toleranzbandes
tol1-	untere Schwelle des ersten Toleranzbandes
tol2+	obere Schwelle des zweiten Toleranzbandes
tol2-	untere Schwelle des zweiten Toleranzbandes
tv	throttle valve / allgemeine Bezeichnung einer Drosselstelle
wsNO _x	work specific NO _x / arbeitsspezifische Größe der NO _x -Emissionen
wspm	work specific particulate matter / arbeitsspezifische Größe der Ruß-Emissionen
vgt	variable geometry turbocharger/variable Turbinengeometrie
veh	vehicle / Fahrzeug
vsa	variable swirl actuator / variable Drallklappen
95	95%-Perzentil

Kurzfassung

Zur realitätsnahen Prüfung des Emissionsverhaltens von PKW wird der *Neue Europäische Fahrzyklus* (NEFZ) durch die WLTC-Fahrzyklen abgelöst. Neben den Prüfmaßnahmen unter Laborbedingungen wird das Emissionsverhalten zusätzlich im realen Fahrbetrieb durch die Verwendung von portablen Emissionsmessgeräten (PEMS) überprüft. Bei der Typenzulassung von Neufahrzeugen muss der Hersteller in Zukunft gewährleisten, dass die gesetzlichen Emissionsgrenzwerte nicht nur unter Laborbedingungen, sondern auch im realen Fahrbetrieb auf öffentlichen Straßen eingehalten werden.

Bei der Untersuchung des Emissionsverhaltens aktueller Serienfahrzeuge zeigt sich, dass der Ausstoß während des Prüfzyklus zulässig ist, jedoch im realen Fahrbetrieb die Emissionsgrenzwerte um ein Vielfaches übertroffen werden. Ein Hauptgrund hierfür ist die Entstehung von übermäßigen, transienten Rohemissionen, die auf Basis aktueller Motorsteuerstrategien nur bedingt verhindert werden können und durch die Verwendung kostenintensiver Abgasnachbehandlungssysteme reduziert werden müssen.

Ziel dieser Arbeit ist, eine Regelstrategie des Dieselmotors zu entwerfen, die einen minimalen Emissionsausstoß und Kraftstoffverbrauch auch im hochdynamischen Betrieb unter realen Fahrbedingungen gewährleistet. Hierzu werden zunächst die Hauptfaktoren der transienten Emissionsentstehung identifiziert. Es zeigt sich, dass der Zustand des Verbrennungsgases vor der Verbrennung von grundlegender Bedeutung für die transiente und stationäre Emissionsentstehung ist. Durch eine Onlineoptimierung der Verbrennung wird des Weiteren der Sauerstoffanteil des Verbrennungsgases als ein Schlüsselfaktor zur Lösung des Zielkonflikts zwischen NO_x , Ruß und Kraftstoffverbrauch identifiziert.

Auf Grundlage dieser Erkenntnis wird eine Regelstrategie entworfen, die einen optimalen Motorbetrieb auch bei hochdynamischen Realfahrten gewährleistet. Diese besteht zum einen aus einer gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung, die die Stellgrößen der Verbrennung nicht nur in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes, sondern auch in Abhängigkeit des Gaszustandes im Zylinder stellt. Es wird hierdurch gewährleistet, dass die Verbrennung zyklussynchron optimal gesteuert wird, auch wenn im Transientbetrieb ein Gaszustand vorliegt, der vom stationär kalibrierten abweicht.

Um die fünfdimensionalen Steuerkennfelder der Verbrennung zu parametrieren, wird eine Onlineoptimierung der Verbrennung am Motorenprüfstand durchgeführt. Hierdurch kann auf eine globale Motorvermessung verzichtet werden und die notwendige Prüfstandszeit auf ein realisierbares Maß reduziert werden. Die Stellgrößen der Verbrennung werden hierbei für sämtliche Kombinationen des Motorbetriebspunktes und des Gaszustandes im Zylinder optimiert, die im dynamischen Betrieb vorkommen können.

Durch die Optimierung nach einem einheitlichen Kriterium ergeben sich im Rahmen der Onlineoptimierung Gütekennfelder der Verbrennung, die es ermöglichen, den Gaszustand im Zylinder

quantitativ zu bewerten. Es ist hierdurch nicht nur möglich, die Verbrennung isoliert zu analysieren und zu optimieren, sondern es können zusätzlich die optimalen Gaszustände im Zylinder ermittelt werden, die zu einer Verbrennung führen, die den Zielkonflikt zwischen NO_x , Ruß und Kraftstoffverbrauch in einem bestmöglichen Maße lösen.

Damit dieser optimale Gaszustand auch im Transientbetrieb hoch dynamisch der Verbrennung zur Verfügung gestellt werden kann, wird im zweiten Abschnitt der Arbeit eine modellbasierte Zustandsregelung des Verbrennungsgases entwickelt. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf dem Entwurf einer verkoppelten Steuerung von Hochdruck- und Niederdruck-AGR, die durch den Ansatz des *Internal Model Control* (IMC) zu einer Gaszustandsregelung erweitert werden kann. Durch die zusätzliche Regelung einer Ansaugklappe ist es möglich, AGR-Raten von bis zu 100 % zu stellen und somit konstante Sauerstoffanteile auch im Niederlastbetrieb einzuregeln.

Zur Umsetzung der entwickelten Regelstrategie am Motorenprüfstand sind Modelle notwendig, die den Gaszustand im Zylinder zyklussynchron berechnen. Hierzu werden zwei semi-physikalische Modelle vorgestellt, die den Überströmvorgang des Gases vom Einlassbehälter in den Brennraum beschreiben und somit die messbaren Gaszustände des Einlassbehälters auf die Gaszustände im Zylinder abbilden.

Da die vorgestellte Reglerstruktur nahezu vollständig am Motorenprüfstand entwickelt wird, besteht im Rahmen der Entwicklungs- und Kalibrierphase die Notwendigkeit, experimentelle Modelle online am Motorenprüfstand mit minimalem Zeitaufwand zu trainieren. Durch die Fusionierung einer experimentellen Modellstruktur mit einem rekursiven Parameterschätzverfahren wird die Modellstruktur LOCOMOT entworfen. Mit ihr ist es möglich, Kennlinien in wenigen Sekunden oder mehrdimensionale Kennfelder in wenigen Minuten zu trainieren und unmittelbar als mathematische Modelle am Motorenprüfstand einzusetzen.

Die Gesamtreglerstruktur wird abschließend mit der Seriensteuerstruktur verglichen. Hierzu wird ein Opel Z19DTH Dieselmotor mit beiden Betriebsstrategien im Medium-Abschnitt des WLTC-Prüfzyklus betrieben. Durch den direkten Vergleich kann gezeigt werden, dass durch die neu entwickelte Reglerstruktur nicht nur NO_x und Ruß, sondern auch gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch reduziert werden kann. Die streckenspezifischen Rohemissionen liegen im Prüfzyklus deutlich unterhalb der gesetzlichen EURO-6-Grenzwerte.

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass es durch die präzise und hoch dynamische Regelung der dominanten Zustandsgrößen der Emissionsentstehung möglich ist, die gesetzlichen Emissionsgrenzwerte auch im dynamischen Betrieb einzuhalten, ohne hierbei teure Abgasnachbehandlungssysteme wie bspw. SCR-Katalysatoren oder Partikelfilter einsetzen zu müssen.

1 Einführung

1.1 Problemstellung

Zur realitätsnahen Prüfung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von PKW wird im September 2017 der NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) durch die WLTC-Fahrzyklen mit zusätzlicher Realfahrtprüfung abgelöst. Mit der Einführung von portablen Emissionsmessgeräten (PEMS) werden in Zukunft Fahrzeuge bei ihrer Typenzulassung nicht weiter ausschließlich unter Laborbedingungen getestet, sondern zusätzlich im realen Fahrbetrieb auf öffentlichen Straßen.

Um das Emissionsverhalten aktueller Dieselmotoren unter realen Fahrbedingungen zu analysieren, wurden zahlreiche Untersuchungen angestellt [Franco u. a. 2014], [Thompson 2014], [Anderson u. a. 2014], [May 2015], [Holderbaum u. a. 2015], [Vitzthum von Eckstein 2014], [Steven 2015], [Weiss u. a. 2011]. Alle genannten Untersuchungen kamen zu dem einheitlichen Ergebnis, dass Dieselfahrzeuge unter realen Fahrbedingungen streckenspezifische NO_x -Emissionen ausstoßen die um ein vielfaches höher liegen als es die gesetzlichen Grenzwerte gültiger Fahrzyklen vorschreiben.

In einem der bis dato tiefgehensten Analysen über das Emissionsverhalten von Diesel-PKW bei Realfahrten [Franco u. a. 2014] kam das ICCT (International Council of Clean Transportation) zu der Erkenntnis, dass die übermäßigen NO_x -Emissionen nicht durch „extremes“ oder „untypisches“ Fahrverhalten zu begründen sind, sondern durch transiente Vorgänge bei Lastwechseln. Die hierbei entstehenden Emissionsspitzen tragen nach Aussage des ICCT maßgeblich zu den kumulierten Gesamtemissionen bei. Auch die Landesanstalt für Umwelt, Messungen und Naturschutz Baden-Württemberg [Steven 2015] sowie das Institut für Energie und Umweltforschung Heidelberg [Knörr u. a. 2011] erörterten die Gründe übermäßiger NO_x -Emissionen unter Realfahrbedingungen und konnten eine deutliche Korrelation der NO_x -Emissionen mit Kenngrößen der Fahrzeugdynamik (bspw. RPA, *relative positive Beschleunigung*, vgl. B.1.2.2) nachweisen. Auch in [Holderbaum u. a. 2015] und [Wüst u. a. 2015] wurde der erhebliche Beitrag der NO_x -Emissionsspitzen unter Realfahrbedingungen nachgewiesen.

Zur Veranschaulichung der dynamischen Emissionen ist in Bild 1.1 ein am Motorenprüfstand gemessener Lastwechsel gezeigt. Im dargestellten Beispiel entsteht bei der Erhöhung der Einspritzmenge zunächst ein erheblicher Rußstoß. Der stationäre Emissionswert wird hierbei um ein Vielfaches übertroffen. Bei geringer Last und niederen Drehzahlen wird üblicherweise ein Teil der verbrannten Abgase über das AGR-Ventil in den Frischluftpfad zurückgeführt. Zudem befindet sich der Motor in einem schwach aufgeladenem Betriebspunkt, sodass der Ladedruck und damit die Frischluftmasse im Zylinder nur verzögert bereit gestellt werden kann. Wird die Motorlast über den schnellen Kraftstoffpfad erhöht, herrscht zunächst ein Luftmangel im Zylinder vor, sodass geringe, lokale Lambda-Werte bei der Verbrennung zur Rußbildung führen. Auf Grund der stark diffusiven Verbrennung und dem lokalen Sauerstoffmangel entstehen gleichzeitig verringerte NO_x -Emissionen.

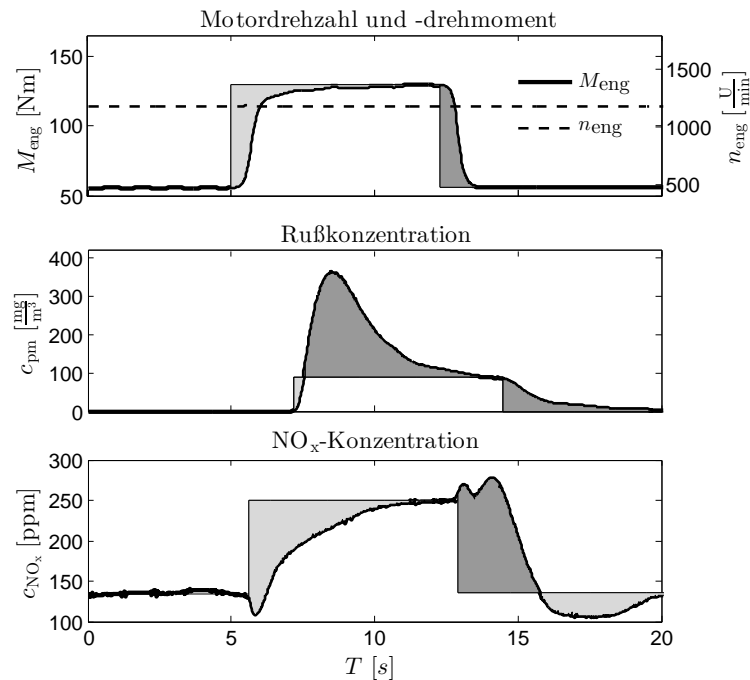


Bild 1.1: Vergleich der Drehmoment- und Emissionsverläufe für einen quasistationären und dynamischen Lastwechsel mit Serien-Regelung. Motor: Opel Z19DTH, Euro-4, 4-Zylinder-Motor mit Common-Rail-Einspritzung, VTG-Turbolader und Hochdruckabgasrückführung (vgl. Anhang A.1). Gemessen mit NGK NO_x-Sonde und AVL Microsoot-Sensor.

Bei hohen Last ist das AGR-Ventil üblicherweise vollständig geschlossen, um die Frischluftmasse im Zylinder zu maximieren und die Rußbildung zu begrenzen. Wird bei einem fallenden Lastsprung die Einspritzmenge über den schnellen Kraftstoffpfad reduziert, existiert ein Frischluftüberschuss. Das globale und lokale Lambda im Brennraum nimmt hohe Werte an. Wegen der vielen zur Verfügung stehenden Reaktionspartner im Brennraum steigt die Wärmefreisetzung und damit die Spitzentemperaturen im Brennraum. Die Folge ist eine erhöhte NO_x-Emission. Grundsätzlich kann dies über ein geschicktes Stellen der Hochdruck-AGR verhindert werden. Da das Hochdruck-AGR-Ventil unmittelbar in den Einlassbehälter flutet, ist mit ihm ein Stellorgan gegeben, mit dem nahezu verzögerungsfrei Inertgas in die Zylinder gespült werden kann und somit die Spitzentemperaturen gesenkt werden könnten. Im vorliegenden Beispiel ist dies nicht der Fall. Die NO_x-Emissionen sind zunächst stark erhöht und konvergieren mit der Dynamik des Turboladers gegen ihren stationären Endwert.

Die Emissionsentstehung des Transientbetriebs ist einer der verbleibenden Hauptfaktoren für überhöhte Emissionswerte unter Realfahrtbedingungen. Um zu erläutern, worin dies begründet ist, wird im folgenden Abschnitt zunächst die Regler- und Steuerungsstruktur eines modernen Motorsteuergerätes erläutert. In einer Analyse wird ferner erörtert, warum diese Strukturen hinsichtlich der Emissionsbildung im Transientbetrieb deutliche Schwächen aufweisen und welche bekannten Beiträge in der Literatur zur Behebung dieser Missstände bisher veröffentlicht wurden.

1.2 Stand der Technik

Um den Stand der Technik darlegen zu können, ist die Regler- und Steuerstruktur eines Dieselmotors beispielhaft in einem Flussdiagramm (vgl. Bild 1.2) dargestellt. Es sei darauf hingewiesen, dass die dargestellte Struktur ausschließlich die Hauptregelkreise und -steuerpfade zeigt. Eine moderne ECU (Electronic Control Unit) verfügt über zahlreiche, hier nicht dargestellte Zusatzfunktionen, die sich fahrzeugspezifisch deutlich voneinander unterscheiden können.

Wie in Bild 1.2 dargestellt, wird bei einer Laständerung zunächst die Position des Fahrpedals in ein „Fahrerwunschemoment“ $M_{\text{ped,lead}}, M_{\text{ped,des}}$ umgerechnet. Hierbei wird in einem Vorhaltpfad (Lead Path) und Sollwertpfad (Desired Path) unterschieden. Beide Pfade durchlaufen im Allgemeinen dieselbe Algorithmik und berechnen im stationären Betrieb dieselben Sollwerte. Beim Vorhaltpfad kommen im Gegensatz zum Sollwertpfad jedoch keine Funktionen mit Tiefpasscharakter zur Anwendung. Beispielsweise wird beim Vorhaltpfad ein ungefiltertes Signal der Fahrpedalstellung verwendet und auf Komfortfunktionen mit Tiefpasscharakter, wie beispielsweise der aktiven Ruckeldämpfung (ASD), verzichtet. Der ungefilterte Sollwert des Vorhaltpfades wird als hochdynamischer Vorsteuerwert des langsamen Luftpfades verwendet. Der schnelle Kraftstoffpfad hingegen wird mit dem Wert des weniger dynamischen Sollwertpfades beaufschlagt.

Der Fahrerwunsch $M_{\text{ped,lead}}, M_{\text{ped,des}}$ kann durch eine Fahrzeugdynamikregelung wie beispielsweise dem Tempomat, dem Abstandsregeltempomat, der Maximalgeschwindigkeitsbegrenzung, der Traktionskontrolle oder der Stabilitätsregelung (ESP) überlagert werden.

Das resultierende Wunschemoment am Getriebeausgang $M_{\text{got,lead}}, M_{\text{got,des}}$ wird im nächsten Schritt in das Sollmoment an der Kupplung $M_{\text{ct,des}}, M_{\text{ct,des}}$ umgerechnet. Hierbei wird unter anderem zum Bauteilschutz das angeforderte Moment begrenzt und zusätzlich eine Störgrößenkompensation der Motornebenaggregate aufgeschaltet.

In einem letzten Schritt der Sollwertverarbeitung wird das Kupplungsmoment in das innere Motormoment $M_{\text{it,lead}}, M_{\text{it,des}}$ umgerechnet. Hierbei finden verschiedene Schutzfunktionen Anwendung, die bspw. ein Überdrehen oder Überhitzen des Motors verhindern. Ferner werden an dieser Stelle auch die Eingriffe des Leerlaufreglers und des aktiven Ruckeldämpfers verarbeitet. Die resultierenden Momentenanforderungen des Sollwert- und Vorhaltpfades werden schließlich über Kennfelder in ein Einspritzvolumen umgerechnet $q_{\text{inj,lead}}, q_{\text{inj,des}}$.

Das Einspritzvolumen des Vorhaltpfades wird zusammen mit der Motordrehzahl durch Sollwertkennfelder des Luftpfades in Sollwerte des Ladedrucks $p_{2i,\text{des}}$ und der Frischluftmasse $\dot{m}_{\text{air,des}}$ umgerechnet. Ebenso wird der Wunschwert des Sollwertpfades $q_{\text{inj,des}}$ zusammen mit der Motordrehzahl n_{eng} über Kennfelder in Sollwerte des Einspritzbeginns ($\varphi_{\text{mi}}, \varphi_{\text{pi}}, \dots$) und des Raildrucks $p_{\text{rail,des}}$ umgerechnet. Die Verteilung der Gesamteinspritzmenge auf die zumeist zwei bis drei Voreinspritzungen sowie auf die Haupteinspritzmenge geschieht ebenfalls in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes.

Die Sollwerte des Luftpfades $p_{2i}, \dot{m}_{\text{air}}$ werden üblicherweise durch zwei dezentrale Strukturen geregelt. Der Ladedruck p_{2i} wird hierbei über die variable Turbinengeometrie (VTG) bzw. den variablen Turbinenbypass (Wastegate) des Turboladers geregelt während der Frischluftmassenstrom \dot{m}_{air} des Luftmassenmesser über die Position des Abgasrückführventils (AGR-Ventil) geregelt wird. Beide Regelgrößen werden über lokal lineare Regler mit DT1-Vorsteuerung geregelt.

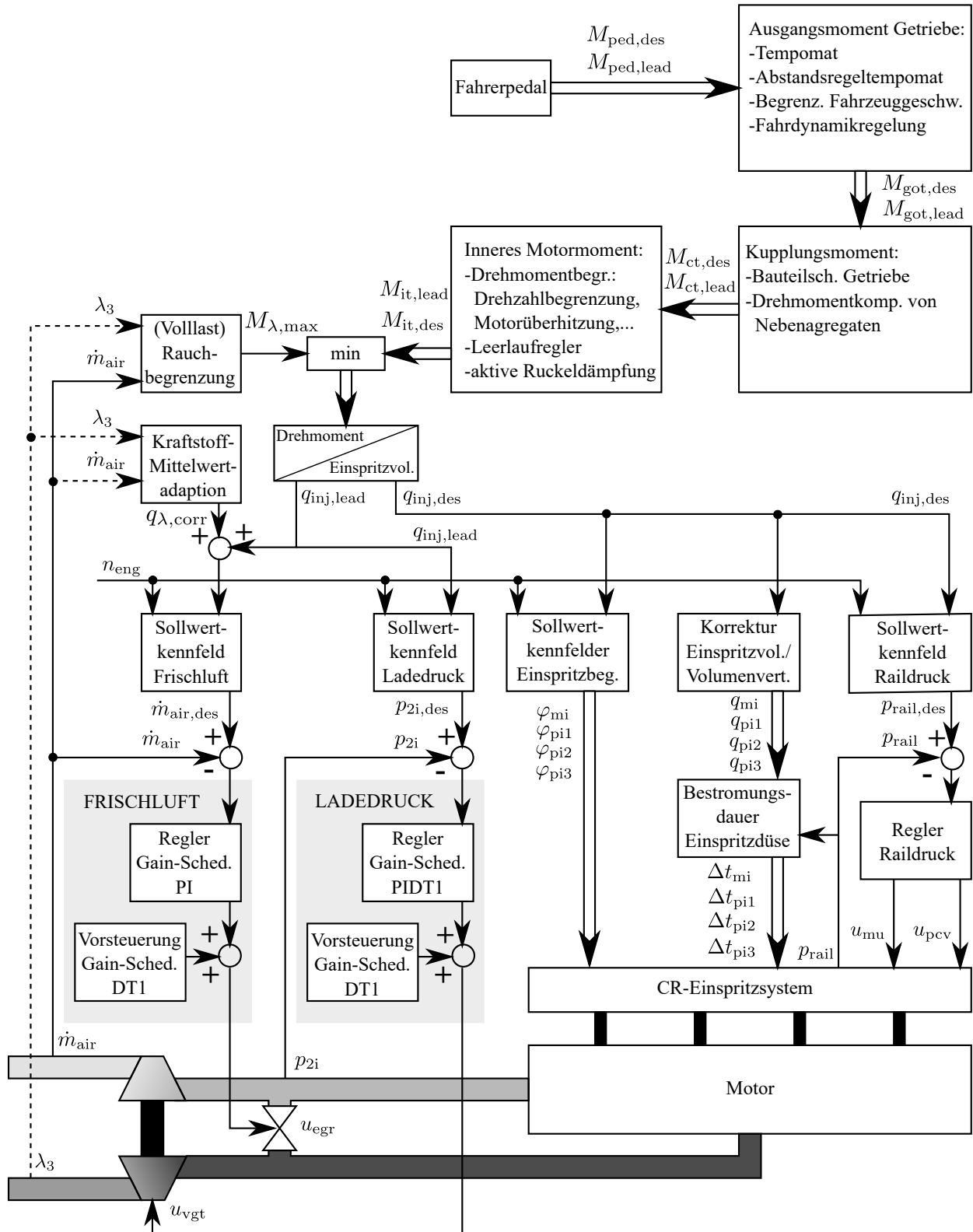


Bild 1.2: Hauptregelkreise und Steuerpfade eines Dieselmotor-Steuergerätes. Der Ladedruck p_{2i} bzw. der Frischluftmassenstrom \dot{m}_{air} wird über einen Gain-Scheduling PIDT1- bzw. PI-Regler mit DT1 Vorsteuerung geregelt. Die Stellgrößen des schnellen Kraftstoffpfades werden in Abhängigkeit der aktuellen Motordrehzahl n_{eng} und dem Sollwert der Einspritzmenge $q_{\text{inj,des}}$ gesteuert. Bild erstellt in Anlehnung an [BOSCH 2011a], [Blanco-Rodriguez 2013]

Der Ladedruckregler ist hierbei ein PID-Regler, während für die Luftmasse ein PI-Regler verwendet wird. Beide Regler als auch beide Vorsteuerungen sind nach dem Gain-Scheduling-Prinzip parametervariabel. Eine verkoppelte Regelung des Ladedrucks und der Luftmasse wird im Serienbetrieb vermieden, in dem motorzustandsabhängig jeweils nur ein Regelkreis geschlossen wird. Für einen Betrieb mit AGR wird die Frischluftmasse \dot{m}_{air} geregelt und der Ladedruck p_{2i} gesteuert. Für Betriebspunkte ohne AGR wird hingegen das AGR-Ventil vollständig geschlossen und der Regelkreis des Ladedrucks geschlossen [Blanco-Rodriguez 2013].

Um zu beurteilen, ob diese Regel- und Steuerstrategie für den Betrieb mit geringsten transienten Emissionen geeignet ist, müssen die grundsätzlichen Einflussfaktoren der transienten Emissionsentstehung nach dem Stand der Technik erörtert werden.

Eine detaillierte Analyse der transienten Emissionen ist in [Rakopoulos u. a. 2009] zu finden. Die übermäßige Bildung von Ruß- und NO_x wird hier primär auf die temporären Abweichungen der Luftmasse und AGR-Rate zurückgeführt. In Veröffentlichungen von [Hagena u. a. 2006], [Yokomura u. a. 2004] wird das Emissionsverhalten von Ruß- und NO_x am Motorenprüfstand für verschiedene Lastwechsel untersucht. Auch hier wurde die Entstehung transienter Emissionen auf Regelabweichungen der Verbrennungsluft zurückgeführt. Eine Analyse der transienten Emissionsentstehung erfolgte auch in eigenen Arbeiten [Sequenz u. a. 2011], [Zydek 2010]. Auf Basis eines validierten Gesamtmotormodells konnten die dynamischen Effekte des Transientbetriebs untersucht und optimiert werden. Alle genannten Veröffentlichungen kamen einheitlich zu dem Ergebnis, dass der im dynamischen Betrieb zur Verfügung stehende Gaszustand der Verbrennungsluft einen dominanten Einfluss auf die Entstehung transienter Emissionen hat.

Betrachtet man die Reglerstruktur des Luftpfades aus Bild 1.2 ist zu erkennen, dass aufgrund der Sensorpositionen lokale Gaszustände geregelt werden die im Allgemeinen nicht mit den Zuständen der Verbrennungsluft im Zylinder übereinstimmen. Selbst unter der Annahme eines idealen Führungsverhaltens wird aufgrund von gasdynamischen Speichereffekten oder Gaslaufzeiten temporär ein abweichender Gaszustand der Verbrennungsluft vorliegen. Um transiente Emissionen vermeiden zu können, ist daher eine modellbasierte Regelung notwendig die unmittelbar den Zustand der Verbrennungsluft regelt.

In der Literatur sind zahlreiche Varianten modellbasierter Gaszustandsregelungen zu finden. Umsetzung unterschiedlicher Gaszustandsregler sind in [Isermann 2014] zu finden. In [Mrosek2016], [Mrosek und Isermann 2010] wird eine modellbasierte Regelung des Luftmassenanteils, der Temperatur und des Druckes im Einlassbehälter vorgestellt. Hierbei wird die Gastemperatur bzw. der Luftmassenanteil über eine modellbasierte Sollwerttransformation auf den Summenmassenstrom bzw. den relativen Massenstrom einer Hoch- und Niederdruckabgasrückführung abgebildet. Die Massenströme der AGR-Ventile werden über parametervariablen PI-Regler eingestellt. Ebenfalls basierend auf dem Modellansatz konzentrierter Parameter entwirft Kemper [Kemper 2015] einen optimalen LQ-Regler zur Regelung des Ladedrucks und des modellierten Hochdruck-AGR-Massenflusses. In [Rückert u. a. 2004], [Rückert 2005] wird zur Reduzierung dynamischer Emissionen der Ladedruck und die AGR-Rate über einen modellprädiktiven, Gain-Scheduling Regler geregelt. Das größte Potenzial zeigte sich hier in der hoch dynamischen Regelung der AGR-Rate. Eine zylinderindividuelle, modellbasierte Regelung der Gasmasse und des Sauerstoffgehaltes ist in [Knippschild 2011] vorgestellt. Amstutz [Amstutz 1991] verwendet eine modellbasierte LQR/LTR-Struktur (Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recovery) zur Regelung des

Verbrennungsluftverhältnis λ . Durch eine hochdynamische Reglerauslegung können im FTP75-Zyklus die NO_x - und Rußemissionen erheblich gesenkt werden.

Die in Abbildung 1.2 gezeigte Reglerstruktur verwendet den Ladedruck p_{2i} und den Frischluftmassenstrom \dot{m}_{air} als Regelgröße. Betrachtet man die Ergebnisse zahlreicher Veröffentlichungen, ist diese Wahl der Regelgrößen bezüglich des transienten und stationären Emissionsverhalten fraglich. Albrerer untersucht in [Daniel Alberer u. a. 2008] die Sensitivität von Ruß und NO_x bezüglich verschiedener Motorzustandsgrößen. In aufbauenden Arbeiten [Daniel. Alberer u. a. 2009], [Daniel Alberer u. a. 2010], [Daniel Alberer u. a. 2009] konnte für ausgewählte Lastsprünge gezeigt werden, dass durch die Wahl des Sauerstoffgehalts als Regelgröße die Entstehung dynamischer Ruß und NO_x -Emissionen weitestgehend verhindert werden kann. Auch Nakayama [Nakayama u. a. 2003] regelt den Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft im Transientbetrieb und realisiert eine deutliche Reduktion dynamischer Emissionen. Zur Reduzierung von Rußspitzen konnte in [Yokomura u. a. 2004], und [Amstutz 1991] das Verbrennungsluftverhältnis λ erfolgreich als Regelgröße angewandt werden. Es kann geschlussfolgert werden, dass bei modernen Steuergeräten weder die Reglerstruktur noch die Wahl der Regelgrößen für eine Vermeidung dynamischer Emissionen geeignet ist.

Der Luft- und Kraftstoffpfad wird in Seriensteuergeräten dezentral geregelt bzw. gesteuert. Die Verkoppelungen zwischen der Verbrennungsluft und der Verbrennung werden daher vernachlässigt [Blanco-Rodriguez 2013]. Eine Interaktion zwischen der Verbrennungssteuerung und der Luftpfadregelung ist in Seriensteuergeräten lediglich über die Rußbegrenzung und eine Kraftstoffmittelwertadaption der Luftmassenregelung realisiert [Reif 2014]. Bei der Rußbegrenzung wird die maximale Einspritzmenge auf Basis des Messwertes des Luftmassenmessers modellbasiert vorgesteuert und durch den Messwert der Lambdasonde korrigiert. Die Kraftstoffmittelwertadaption berechnet aus den Messwerten des Luftmassenmessers und der Lambdasonde die umgesetzte Kraftstoffmasse und ermittelt durch einen Vergleich mit dem Kraftstoffmassensollwert Korrekturwerte, die in adaptiven Kennfeldern gespeichert werden. Die Kraftstoffmittelwertadaption ist demnach lediglich als eine adaptive Kraftstoffmassensteuerung zu bezeichnen.

Die Verbrennungssteuerung ist jedoch nicht in der Lage auf Regelabweichungen des Luftpfades zu reagieren. Für einen optimalen, transienten Motorbetrieb ist eine neuartige, gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung nötig die bei Regelabweichungen der Verbrennungsluft das Potenzial besitzt, die negativen Auswirkungen auf Emissionen und Drehmoment zu minimieren. So ist es beispielsweise denkbar übermäßige NO_x -Emissionen durch ein Spätverstellen des Haupteinspritzwinkels zu verringern [Merker u. a. 2011] oder durch eine Raildruckerhöhung die Rußbildung bei erhöhten AGR-Raten zu reduzieren [Gauthier 2009].

In der Literatur sind nur wenige solcher Steuer- und Regelstrategien zu finden. In [Meyer u. a. 2012] werden die Einspritzzeitpunkte sowie die relative Kraftstoffmenge der Haupt-, Vor- und Nacheinspritzung in Abhängigkeit der Motordrehzahl, der Gesamteinspritzmenge und des Sauerstoffgehaltes gesteuert. Auf Basis eines GT-Power-Modells konnte gezeigt werden, dass durch eine sauerstoffspezifische Verbrennungssteuerung die transienten Emissionen steuerbar werden. Dies ermöglichte es, in Abhängigkeit der Kalibrierung einen beliebigen Trade-Off zwischen NO_x -Emissionen und Kraftstoffverbrauch einzustellen. Hillion [Hillion 2010] berechnet im Transientbetrieb eines HCCI-Dieselmotors aus dem Regelfehler der Verbrennungsluft über ein vereinfachtes Modell der Verbrennungsschwerpunktlage einen Korrekturwert des Einspritzbeginns. Auch

durch diese Methodik konnten die transienten Emissionen erheblich reduziert werden.

Gaszustandsunabhängige Steuerstrukturen für den optimierten Transientbetriebs sind in der Literatur hingegen vermehrt zu finden. In [Mazur 2015] wird beispielsweise die Dynamik der Momentenanforderung ausgewertet. Beim Überschreiten eines Schwellwertes wird zur Optimierung des Transientbetriebs die AGR-Rate, der Raildruck als auch die Schwerpunktlage der Verbrennung angepasst. In [Naumann 2002] werden die Serienkennfelder um eine dritte Dimension erweitert. Der Einspritzbeginn wird neben der Motordrehzahl und der Gesamteinspritzmenge zusätzlich in Abhängigkeit des Drehmomentgradienten gesteuert. Hafner [Hafner 2001] verwendet einfache PDT1-Vorsteuertrajektorien des Einspritzbeginns um die Verbrennungssteuerung im Transientbetrieb anzupassen.

Es kann geschlussfolgert werden, dass die in Abbildung 1.2 gezeigte Regler- und Steuerstruktur weder über eine Luftpfadregelung verfügt, die eine Entstehung transienter Missionen verhindern kann, noch eine Steuerstruktur des schnellen Kraftstoffpfades besitzt, die trotz Regelabweichungen der Verbrennungsluft eine optimale Verbrennung gewährleistet.

Auf Basis der betrachteten Regler- und Steuerstruktur kann der Transientbetrieb nicht explizit kalibriert werden. Dieser Missstand begründet die Notwendigkeit von globalen, dynamischen Optimierungsmethoden, die prüfzyklusspezifisch angewandt werden, Müssen um das dynamische Verhalten des Motors kalibrieren zu können (vgl. bspw. [Schüler 2000], [Hafner 2001], [Naumann 2002], [Sequenz 2013], [Isermann 2014], [Neßler 2015]). Für den Realfahrbetrieb verbleiben die transienten Emissionen dennoch als unzureichend kalibrierbarer Zufallsprozess.

1.3 Lösungsweg / Aufbau der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine Regler- und Steuerstruktur für den Dieselmotor zu entwickeln, die einen optimalen Betrieb auch unter hochdynamischen Bedingungen ermöglicht. Aufbauend auf vorangegangenen Arbeiten und physikalischen Zusammenhängen werden in Kapitel 2 die dominanten Zustandsgrößen der transienten Emissions- und Drehmomentbildung identifiziert. Auf Basis dieser Analyse wird zum Einen ein Gaszustandsregler mit physikalisch basierter, dynamischer Vorsteuerung entworfen, der den Gaszustand im Zylinder hochdynamisch einregelt und somit die Entstehung transienter Emissionen verhindert. Zum Anderen wird eine zyklussynchrone Steuerung des schnellen Kraftstoffpfades entworfen, die in Abhängigkeit der identifizierten dominanten Einflussfaktoren stets eine optimale Verbrennung auch bei Regelabweichungen des Gaszustandes gewährleistet.

Durch die stationäre Struktur der entwickelten Verbrennungssteuerung wird der Transientbetrieb des Dieselmotors im Stationärbetrieb kalibrierbar. In Kapitel 3 erfolgt hierzu eine Verbrennungsoptimierung, bei der die optimalen Stellgrößen des schnellen Kraftstoffpfades für die notwendigen Kombinationen der dominanten Eingangsgrößen des Verbrennungsprozesses optimiert werden. Als zusätzliches Resultat der Verbrennungsoptimierung ergeben sich die Kennfelder der optimierten Gütefunktionswerte. Diese erlauben die quantitative Bewertung des Gaszustandes im Zylinder und ermöglichen die Ableitung optimaler Gaszustandssollwerte.

Um den Gaszustand der Verbrennungsluft zu regeln und die Entstehung negativer Transienteffekte zu verhindern, wird in Kapitel 6 ein modellbasierter, hoch dynamischer Gaszustandsregler entworfen. Hierzu wird für einen Luftpfad mit Hoch- und Niederdruckabgasrückführung eine verkoppelte Steuerstruktur des relativen Sauerstoffanteils und der Temperatur im Zylinder, unter besonderer Berücksichtigung der Systemdynamik, entworfen. Die Steuerung wird aufbauend auf dem Ansatz des *Internal Model Principles* zu einem verkoppelten IMC-Gaszustandsregler erweitert.

Da für die Umsetzung der Reglerstruktur die Kenntnis des Gaszustandes im Zylinder notwendig ist, erfolgt in Kapitel 5 eine entsprechende, zylinderindividuelle Modellierung des Gaszustandes auf Basis eines semi-physikalischen Ansatzes.

Um eine effiziente Entwicklung der Luftpfadregelung am Motorenprüfstand zu ermöglichen und den zugehörigen Kalibrieraufwand zu reduzieren, wird in Kapitel 4 eine adaptive, experimentelle Modellstruktur entwickelt, mit der mehrdimensionale Kennfelder online am Prüfstand kalibriert und adaptiert werden können. Hierzu werden superpositionierte multidimensionale Radialbasisfunktionen über einen Kalmanfilter online lokal skaliert.

2 Struktur zur optimalen Regelung- und Steuerung des Dieselmotors

Im folgenden Kapitel werden zunächst die Ausgangsgrößen des Motorprozesses definiert und für ihre gesamtheitliche Bewertung ein allgemeines Gütefunktional bestimmt. Auf Basis von vorangegangenen Arbeiten und physikalischen Zusammenhängen werden die Zustands- und Stellgrößen sowie eine stationäre Modellstruktur identifiziert, die zur Berechnung der dynamischen Ausgangsgrößen des Motorprozesses notwendig sind. Basierend auf der ermittelten Modellstruktur werden die Begriffe der *optimalen Verbrennung* und des *optimalen Motorbetriebes* definiert und schließlich eine Regler- und Steuerstruktur des Dieselmotors abgeleitet, die einen optimalen Betrieb auch unter hochdynamischen Bedingungen gewährleistet.

Die im Folgenden vorgestellte Steuer- und Reglerstruktur zum optimalen Transientbetrieb des Dieselmotors wurde an einem OPEL Z19DTH Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzung entwickelt und erprobt. Der Versuchsträger hat eine maximale Leistung von 110 kW bei einem Hubraum von 1910 cm³.

Die Direkteinspritzung erfolgt über ein Common-Rail-System mit einem maximalen Druck von 1600 bar. Es lassen sich neben der Haupteinspritzung bis zu 3 Voreinspritzungen und 2 Nachspritzungen kalibrieren, wobei nach Herstellerangaben jeweils nur 3 Einspritzungen pro Zyklus getätigt werden können [BOSCH 2011b]. Der minimale zeitliche Abstand zwischen zwei Einspritzungen beträgt 800 µs. Die grundlegenden allgemeinen Daten des Motors sowie die des Einspritzsystems sind in Tabelle A.1 zusammengefasst. Für genauere Informationen sei auf die Prüfstandbeschreibung in Anhang A verwiesen.

Wie in Bild 2 dargestellt ist, verfügt der Motor über einen Luftpfad mit Hoch- und Niederdruck-AGR. Auf der Hochdruckseite ist ein elektromagnetisches AGR-Ventil in druckkompensierter Doppeltellerausführung verbaut. Auf der Niederdruckseite ist der Luftpfad zur Regulierung des zurückgeführten Abgases und der Frischluft mit zwei elektrischen Klappenventilen ausgestattet. Neben der doppelten Abgasrückführung verfügt der Motor über einen Abgasturbolader mit elektrisch aktuierter, variabler Turbinengeometrie.

Die Aktorik und Sensorik, die zur Umsetzung der Steuerungen und Regelungen der folgenden Kapitel benötigt wird, ist in Bild 2 illustriert und in Tabelle A.1 zusammengefasst. Für detailliertere Informationen zum Versuchsträger, zur Belastungseinheit als auch zum Echtzeitsystem des Motorsprüfstandes sei auf den Anhang A verwiesen. Ein Vergleich der wichtigsten Sensordynamiken ist in Tabelle 6.1 aufgeführt.

Tabelle 2.1: Allgemeine Informationen des Versuchsträgers sowie Bezeichnung der Mess- und Stellgrößen.

Allgemein	
Hersteller/Typ	OPEL/Z19DTH
Zylinder/Ventile	4/16
Kraftstoff	Diesel
Leistung	110 kW bei 4000 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$
Drehmoment	315 Nm bei 2000 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$
Hubraum/Bohrung/Hub	1910 cm ³ /82 mm/90,4 mm
Verdichtung	17,5
Steuereinheit	BOSCH EDC16
Einspritzung	Common-Rail
Maximaldruck	1600 bar
Anzahl Vor-/Nacheinspritzungen	3/2
max. Anzahl an Einspritzungen pro Zyklus	3
min. Dauer zwischen Einspritzungen	800 μs
Sensorik	Messgröße
Abschnitt¹ a/itv	
Temperatur	T_a
Position	α_{itv}
Abschnitt¹ 2	
Temperatur	T_{2ic}, T_{2i}
Druck	p_{2i}
Sauerstoff	(X_{2i})
Abschnitt¹ 3	
Sauerstoff	(X_3)
Abschnitt¹ hpegr	
Temperatur	T_{hpegr}
Druck	p_{hpegr}
Position	s_{hpegr}
Abschnitt¹ lpegr	
Temperatur	T_{lpegr}
Position	α_{lpegr}
Aktorik	Stellgröße
Kraftstoffpfad	
Common-Rail-Einspritzung	$\varphi_{mi}, p_{rail}, (t_{pi}), (q_{pi})$
Drallplappen	u_{vsa}
Luftpfad	
Hochdruck-AGR-Ventil	s_{hpegr}
Niederdruck-AGR	α_{lpegr}
Ansaugklappe	α_{itv}
Turbolader	s_{vgt}

¹ Abschnittsbezeichnung beziehen sich auf die Nomenklatur aus Bild 2

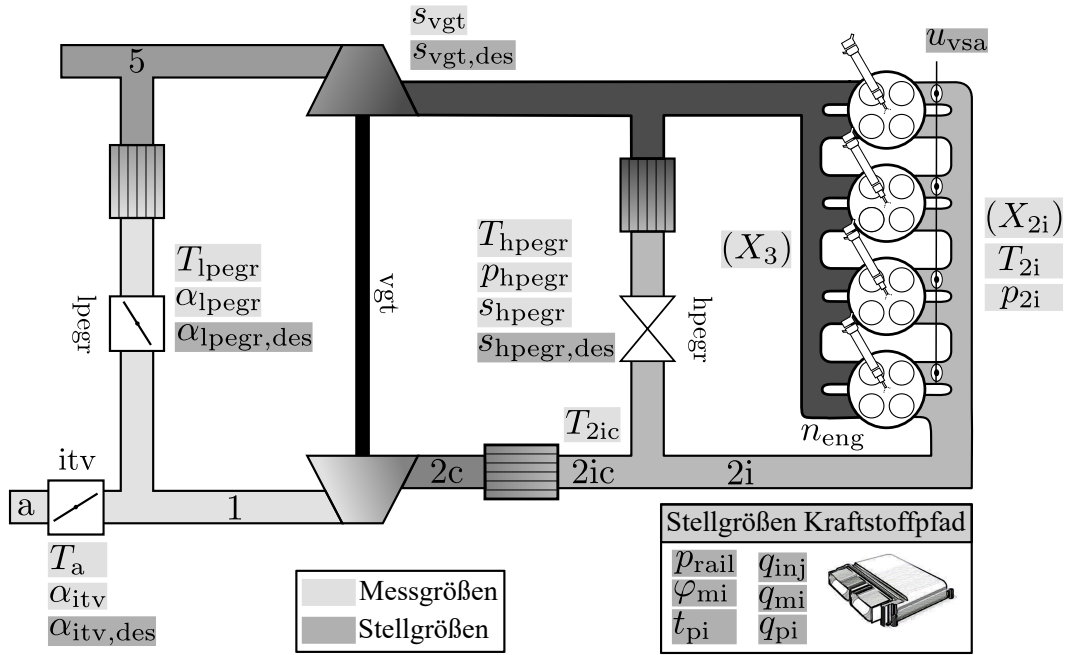


Bild 2.1: Sensorik und Aktorik des Versuchsträgers: Common-Rail-Einspritzung mit maximal 1600 bar Raildruck. Luftpfad mit Hochdruck-AGR-Ventil, Niederdruck-AGR-Ventil, Ansaugklappe und VTG-Turbolader. Vergleiche Tabelle A.1 und Kapitel A für nähere Informationen.

2.1 Ein- und Ausgangsgrößen des Verbrennungsprozesses

Die Verbrennung wird nach Bild 2.2 zunächst als allgemeines System mit dem Ausgangsvektor y_c und den Eingangsvektoren x_c , u_c betrachtet. Die Elemente des Ausgangsvektors y_c sind Verbrennungs- und damit Motorausgangsgrößen, wie beispielsweise Emissionen und Drehmoment. Der Eingangsvektor u_c enthält die Stellgrößen der Verbrennung und der Vektor x_c alle Motorzustandsgrößen, die neben den Stellgrößen der Verbrennung bekannt sein müssen, um den dynamischen Verlauf der Verbrennungsausgangsgrößen y_c berechnen zu können. Ein dynamischer Prozess kann im Allgemeinen durch einen stationären Prozess mit externer Dynamik abgebildet werden [Nelles 1998], [Isermann 2006], [Isermann und M. Münchhof 2011], wenn der Eingangsvektor des stationären Prozesses die notwendigen differentiellen Zustandsgrößen als zusätzliche Eingangsgrößen enthält. Es wird daher für eine allgemeine Betrachtung zunächst angenommen, dass die Systemstruktur aus Bild 2.2 stationär ist und eventuelle Systemdynamiken über entsprechende differenzielle Größen der Vektoren x_c und y_c abgebildet werden.

2.1.1 Verbrennungs- und Motorausgangsgrößen

Im Vektor y_c sind alle Ausgangsgrößen des motorischen Prozesses enthalten, die im Rahmen einer Optimierung berücksichtigt werden sollen. Die primäre Aufgabe des Verbrennungsmotors ist die chemisch gebundene Energie des Kraftstoffes in mechanische Arbeit umzuwandeln. Als entsprechende Optimierungsgröße wird daher zunächst der Quotient aus Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_f

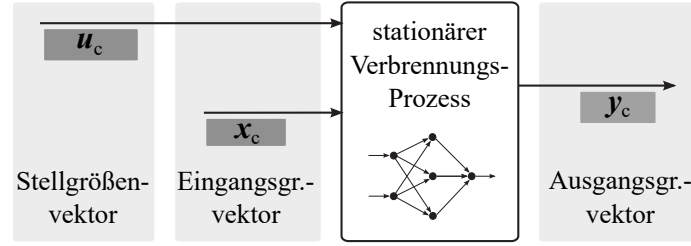


Bild 2.2: Verallgemeinerte Systemstruktur der Verbrennung. Der Eingangsgrößenvektor x_c enthält alle absoluten und differenziellen Zustandsgrößen, die neben dem Stellgrößenvektor u_c notwendig sind, um den dynamischen Verlauf des Ausgangsvektors y_c über eine stationäre Systemstruktur abzubilden.

und Motorleistung P , dem spezifische Kraftstoffverbrauch b_{sfc} , gewählt.

Zur Einhaltung gesetzlicher Anforderungen muss der Verbrennungsmotor darüber hinaus ein definiertes Emissionsverhalten aufweisen. Um den Motor diesbezüglich zu optimieren, werden die leistungsspezifischen Emissionen \dot{m}_{psNO_x} und \dot{m}_{wpspm} in $\frac{mg/s}{kW}$ als weitere Elemente des Ausgangsvektors y_c definiert.

Um zu definieren welche Bezugsmotorleistung P im Rahmen der Motoroptimierung zu verwenden ist, kann die Wirkkette von der chemisch gebundenen Leistung des eingespritzten Kraftstoffmassenstroms bis zur abgegebenen Leistung am Rad analysiert werden. In einer ausführlichen Analyse wird im Anhang B gezeigt, dass die Arbeit am Kolben W_i die letzte Größe in der Wirkungsgradkette darstellt, die unmittelbar durch die Motorkalibrierung beeinflussbar bzw. optimierbar ist. Mit $P_i = \frac{W_i}{T}$ bzw. $\dot{m} = \frac{m}{T}$ ergibt sich folgende Definition der Optimierungsgrößen:

$$m_{psNO_x} = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_i} \quad \left[\frac{mg/s}{kW} \right] \quad (2.1a)$$

$$m_{pspm} = \frac{\dot{m}_{pm}}{P_i} \quad \left[\frac{mg/s}{kW} \right] \quad (2.1b)$$

$$b_{sfc} = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad \left[\frac{mg/s}{kW} \right] \quad (2.1c)$$

Die indizierte Leistung am Kolben kann mittels Indizieretechnik aus dem Mitteldruck p_{mi} , dem Hubvolumen V_H und der Motordrehzahl n_{eng} bestimmt werden:

$$P_i = \frac{n_{eng}}{2 \cdot 60} p_{mi} V_H \quad (2.2)$$

Der zu optimierende Motorausgangsvektor ergibt sich somit zu (vergleiche auch Tabelle 2.4):

$$y_c = [b_{sfc} \ m_{psNO_x} \ m_{pspm}]^T \quad (2.3)$$

2.1.2 Definition der Gütefunktion

Um alle Ausgangsgrößen in ihrer Gesamtheit beurteilen zu können, wird eine Verbrennungs- bzw. Motorausgangsgüte J_c definiert. In einer Gütefunktion werden die Elemente des Ausgangsvektors y_c gewichtet und zu einem Skalar verrechnet. Üblich ist die folgende lineare Form [Hafner 2001], [Naumann 2002], [Sequenz 2013], [Isermann 2014]:

$$J_c = w_{\text{sfc}} b_{\text{sfc}} + w_{\text{psNO}_x} \dot{m}_{\text{psNO}_x} + w_{\text{pspm}} \dot{m}_{\text{pspm}} \quad (2.4)$$

Die Faktoren w_{sfc} , w_{psNO_x} und w_{pspa} sind Gewichtungsfaktoren und definieren das relative Einflussmaß einer Optimierungsgröße auf die Motorausgangsgüte J_c .

Im Rahmen einer Motoroptimierung ist das Emissionsverhalten zumeist durch gesetzliche Grenzwerte vorgegeben, die nicht überschritten werden dürfen. Es kann daher vorteilhaft sein, wenn die Motorausgangsgrößen in Abhängigkeit eines Grenzwertes einen nichtlinearen Beitrag zum Gütefunktionswert J_c leisten. Bei der Optimierung werden dadurch die Motorausgangsgrößen beim Überschreiten ihrer Grenzwerte überproportional in der Gütefunktion gewichtet.

Eine entsprechende Eigenschaft der Gütefunktion kann durch folgende exponentielle Darstellung erreicht werden:

$$J_c = \sqrt[m]{\left(\frac{b_{\text{sfc}}}{b_{\text{sfc,max}}}\right)^m + \left(\frac{\dot{m}_{\text{psNO}_x}}{\dot{m}_{\text{psNO}_x,max}}\right)^m + \left(\frac{\dot{m}_{\text{pspm}}}{\dot{m}_{\text{pspm,max}}}\right)^m} \quad (2.5)$$

Hierbei sind $\dot{m}_{\text{psNO}_x,max}$ bzw. $\dot{m}_{\text{pspm,max}}$ die leistungsspezifischen Emissionsgrenzwerte von NO_x bzw. Ruß und $b_{\text{sfc,max}}$ ein Zielwert des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

Definiert man die potenzierten Quotienten aus den Motorausgangsgrößen y_c und den zugehörigen Grenzwerten $b_{\text{sfc,max}}$, $\dot{m}_{\text{psNO}_x,max}$, $\dot{m}_{\text{pspm,max}}$ als Einflussmaß z ,

$$z_{\text{sfc}} = \left(\frac{b_{\text{sfc}}}{b_{\text{sfc,max}}}\right)^m \quad (2.6a)$$

$$z_{\text{NO}_x} = \left(\frac{\dot{m}_{\text{psNO}_x}}{\dot{m}_{\text{psNO}_x,max}}\right)^m \quad (2.6b)$$

$$z_{\text{pm}} = \left(\frac{\dot{m}_{\text{pspm}}}{\dot{m}_{\text{pspm,max}}}\right)^m \quad (2.6c)$$

kann Gleichung 2.5 in folgende Form umgeschrieben werden:

$$J_c = \sqrt[m]{z_{\text{sfc}} + z_{\text{NO}_x} + z_{\text{pm}}} \quad (2.7)$$

Um zu visualisieren, welchen Beitrag eine Ausgangsgröße y_c zum Gütefunktionswert J_c leistet, ist in Bild 2.3 ihr Einflussmaß z für unterschiedliche Potenzen m gezeigt. Es ist deutlich zu erkennen, dass es durch eine exponentielle Formulierung der Gütefunktion nach Gleichung 2.5 möglich ist, den Beitrag einer Motorausgangsgröße von einem definierten Grenzwert nichtlinear abhängig zu machen.

Als Zahlenbeispiel sei angenommen, dass im Rahmen einer Motoroptimierung ein Betriebspunkt

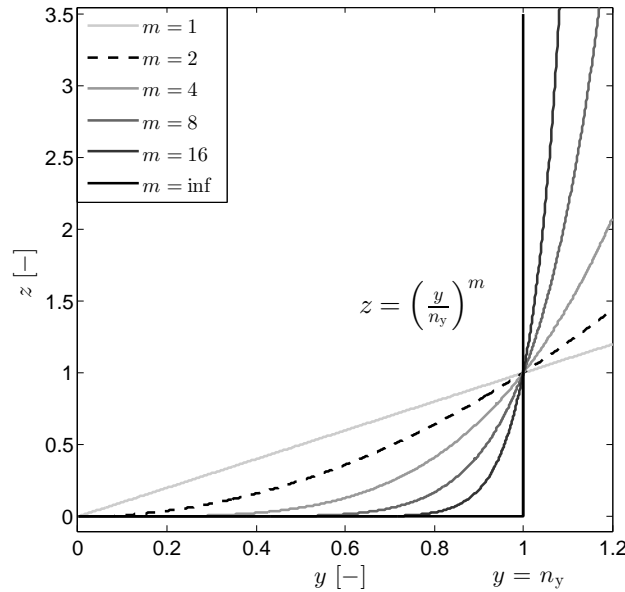


Bild 2.3: Das Einflussmaß z der Optimierungsgröße y auf das Gütemaß J nach Gleichung 2.5 kann durch Potenzieren mit dem Exponenten m von einem Grenzwert n_y nichtlinear abhängig gemacht werden.

vorliegt, bei dem die NO_x -Emissionen um 10% über und die Rußemissionen um 10% unter ihren Grenzwerten liegen. Bei einem Exponenten von $m = 2$ resultiert dies darin, dass die NO_x -Emissionen einen um 49% höheren Beitrag zum Gütefunktionswert leisten als die Rußemissionen. Eine Formulierung der Gütefunktion nach Gleichung 2.5 hat den entscheidenden Vorteil, dass die Emissionsgrenzwerte unmittelbar zur Parametrierung der Gütefunktion verwendet werden können. Bei der linearen Gütefunktion nach Gleichung 2.4 ist dies im Allgemeinen nicht möglich und es müssen rechenintensive, modellbasierte Verfahren zur Bestimmung der Gewichtungsfaktoren angewandt werden, vergleiche bspw. [Hafner 2001].

Grundsätzlich ist es möglich diese Problematik zu umgehen, indem man nur eine Zustandsgröße optimiert und die restlichen Optimierungsgrößen lediglich als Nebenbedingungen berücksichtigt. Es kann jedoch auch auf Basis des Pontryagin'schen Minimumprinzips gezeigt werden, dass nur dann ein optimaler Kompromiss zwischen Emissionen und Kraftstoffverbrauch erzielt werden kann, wenn alle Optimierungsgrößen über den vollständigen Verlauf eines Fahrprofils in einem gleichen Gewichtungsverhältnis zueinander stehen [Elbert u. a. 2016]. Bei einer monokriteriellen Optimierung des Kraftstoffverbrauchs bzw. des Drehmomentes, bei der die Emissionsgrenzwerte als Nebenbedingungen formuliert sind, ist dies im Allgemeinen nicht gegeben.

Im Rahmen dieser Arbeit wird für die Gütefunktion nach Gleichung 2.5 ein Exponent von $m = 2$ gewählt. Bei der Motoroptimierung auf Basis einer quadratischen Gütefunktion wird auf der Paretoebene, im Zustandsraum der normierten Motorausgangsgrößen

$[(b_{\text{sfc}}/b_{\text{sfc,max}}) (\dot{m}_{\text{psNO}_x}/\dot{m}_{\text{psNO}_x,\text{max}}) (\dot{m}_{\text{pspm}}/\dot{m}_{\text{pspm,max}})]$, der Punkt gesucht, der dem Koordinaten-Ursprung, daher dem theoretischen Optimum, am nächsten ist.

Durch die Formulierung der Gütefunktion nach Gleichung 2.5 wird die Gütefunktion zu dem einheitenlos. Dies hat den Vorteil, dass die Optimierungsergebnisse $J_{\text{c,opt}}$ unterschiedlicher Betriebs-

zustände miteinander verglichen werden können. Hätte sie hingegen die oft verwendete Einheit mg/s oder Nm , würde sich die Größenordnung des Gütefunktionswertes mit dem Motorbetriebspunkt ändern und es wäre somit nicht möglich die Motorbetriebspunkte in ihrer Güte miteinander zu vergleichen.

Parametrierung der Gütefunktion: Zur Parametrierung der Gütefunktion müssen neben einem Zielwert für den spezifischen Kraftstoffverbrauch $b_{\text{sfc,max}}$ auch die leistungsspezifischen Emissionsgrenzwerte $\dot{m}_{\text{psNO}_x,\text{max}}$, $\dot{m}_{\text{pspm,max}}$ definiert werden. Es ergibt sich hierbei das grundlegende Problem, dass diese die Einheit $\frac{\text{mg/s}}{\text{kW}}$ aufweisen während die gesetzlichen Euro-Norm-Grenzwerte in der Einheit $\frac{\text{mg}}{\text{km}}$ definiert sind.

Um die streckenspezifischen Emissionsgrenzwerte in leistungsspezifische umrechnen zu können, muss eine Beziehung zwischen der zurückgelegten Fahrdistanz d_{veh} und der hierfür notwendigen, indizierten Kolbenarbeit W_i gefunden werden. Diese Beziehung wird im Folgenden als streckenspezifische Kolbenarbeit $W_{\text{ds,max}}$ bezeichnet. Sie ist ein Maß für die Fortbewegungseffizienz eines Fahrzeuges unter realen Fahrbedingungen:

$$W_{\text{ds,max}} = \frac{W_i}{d_{\text{veh}}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{km}} \right] \quad (2.8)$$

Während einer Realfahrt ist dieser Quotient jedoch unbekannt. Durch ungünstige äußere Umstände, wie beispielsweise Stau, kann die streckenspezifische Kolbenarbeit im Extremfall beliebig hohe Werte annehmen. Um zu gewährleisten, dass eine RDE-Fahrt bezüglich der Fortbewegungseffizienz mit dem WLTC-Zyklus vergleichbar ist, sind im ersten und zweiten RDE-Paket gesetzlich vorgeschriebene Prüfmethodiken definiert. Benötigt ein Fahrzeug während einer RDE-Fahrt, im Vergleich zum WLTC-Zyklus, eine zu hohe Energiemenge pro Kilometer Fahrstrecke, muss sie unter energetisch günstigeren Bedingungen wiederholt werden. In Anhang B.2 werden diese gesetzlichen Vorgaben analysiert und auf Basis einer Extremwertaufgabe der energetisch ungünstigste Fall der Fahrzeugfortbewegung berechnet, der im Rahmen einer RDE-Prüfung möglich ist.

Das Ergebnis dieser Analyse resultiert in einer Gleichung mit der die größtmögliche, streckenspezifische Kolbenarbeit $W_{\text{ds,max}}$ einer RDE-Fahrt, auf Grundlage von Indizierdaten des WLTC-Zyklus, berechnet werden kann.

Für ein beispielhaft untersuchtes Opel Mittelklassefahrzeug ergibt sich dieser Wert zu:

$$W_{\text{ds,max}} = 1,719 \text{ MJ/km} \quad (2.9)$$

Über den Euro-6-Grenzwert $m_{\text{EU6,NO}_x}$, $m_{\text{EU6,pm}}$ und die zugehörigen Konformitätsfaktoren $k_{\text{cf,NO}_x}$, $k_{\text{cf,pm}}$ (vergleiche Tabelle B.1 sowie Abschnitt B.1) können schließlich die gesuchten leistungsspezifischen Emissionsgrenzwerte berechnet werden:

$$m_{\text{psNO}_x,\text{max}} = \frac{k_{\text{cf,NO}_x} m_{\text{EU6,NO}_x}}{W_{\text{ds,max}}} \quad (2.10a)$$

$$m_{\text{pspm,max}} = \frac{k_{\text{cf,pm}} m_{\text{EU6,pm}}}{W_{\text{ds,max}}} \quad (2.10b)$$

Für den untersuchten Opel Mittelklassewagen ergeben sich für Ruß und NO_x folgende leistungsspezifische Grenzwerte:

$$m_{\text{psNO}_x, \text{max}} = 0,0698 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad \text{ab Jan.2020} \quad (2.11a)$$

$$m_{\text{pspm}, \text{max}} = 0,0029 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad \text{ab Sep.2017} \quad (2.11b)$$

Diese können nun unmittelbar als Gewichtungsfaktoren in der Gütefunktion 2.5 Anwendung finden.

Wird durch die Kalibrierung der entwickelten Steuer- und Reglerstruktur sichergestellt, dass der Motor die Grenzwerte aus Gleichung 2.11 auch im Transientbetrieb nicht überschreitet, kann von einem sicheren Bestehen der RDE-Prüfung ausgegangen werden.

Der Gewichtungsfaktor des spezifischen Kraftstoffverbrauches $b_{\text{sfc}, \text{max}}$ kann über einen beliebigen Richtwert, beispielsweise aus einem Lastenheft, definiert werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde er gleich dem Kehrwert des unteren Heizwertes von Diesel gesetzt ($b_{\text{sfc}, \text{max}} = \frac{1}{H_l}$). Ein Gütefunktionswert von $J_c = 1$ definiert damit den idealen Fall, bei dem die chemisch gebundene Energie des Kraftstoffes vollständig in indizierte Arbeit umgewandelt wird und gleichzeitig keine Emissionen entstehen.

Mit den oben bestimmten Grenzwerten resultiert somit folgende parametrisierte Gütefunktion (vergleiche auch Tabelle 2.4):

$$J_c = \sqrt{\left(\frac{b_{\text{sfc}}}{b_{\text{sfc}, \text{max}}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{\text{psNO}_x}}{\dot{m}_{\text{psNO}_x, \text{max}}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{\text{pspm}}}{\dot{m}_{\text{pspm}, \text{max}}}\right)^2} \quad \text{mit} \quad (2.12a)$$

$$b_{\text{sfc}, \text{max}} = 1/H_l \approx 23,474 \frac{\text{mg/s}}{\text{kW}} \quad (2.12b)$$

$$\dot{m}_{\text{psNO}_x, \text{max}} = m_{\text{psNO}_x, \text{max}} = 0,0698 \frac{\text{mg/s}}{\text{kW}} \quad (2.12c)$$

$$\dot{m}_{\text{pspm}, \text{max}} = m_{\text{pspm}, \text{max}} = 0,0029 \frac{\text{mg/s}}{\text{kW}} \quad (2.12d)$$

Berücksichtigung von Nebenbedingungen: Neben der Optimierung von Motorausgangsgrößen y_c ist es sinnvoll, gewisse Motorzustände x_n zu begrenzen. So kann verhindert werden, dass Grenzwerte für bspw. Zylinderdruck, Abgastemperatur oder Geräusch überschritten werden. Die geforderten Randbedingungen können in der Kostenfunktion als Bestrafungsfunktionen formuliert werden. Üblicherweise erfolgt dies durch zusätzliche additive Terme.

$$J_c = \sqrt{\left(\left(\frac{b_{\text{sfc}}}{b_{\text{sfc}, \text{max}}}\right)^2 + \left(\frac{m_{\text{psNO}_x}}{\dot{m}_{\text{psNO}_x, \text{max}}}\right)^2 + \left(\frac{m_{\text{pspa}}}{\dot{m}_{\text{pspm}, \text{max}}}\right)^2\right)} + \sum_{n=1}^k f(x_n) . \quad (2.13)$$

Da der Gütefunktionswert und die zu begrenzenden Zustände stark unterschiedliche Wertebereiche aufweisen, kann in der Praxis eine Formulierung der Bestrafungsfunktionen über additive

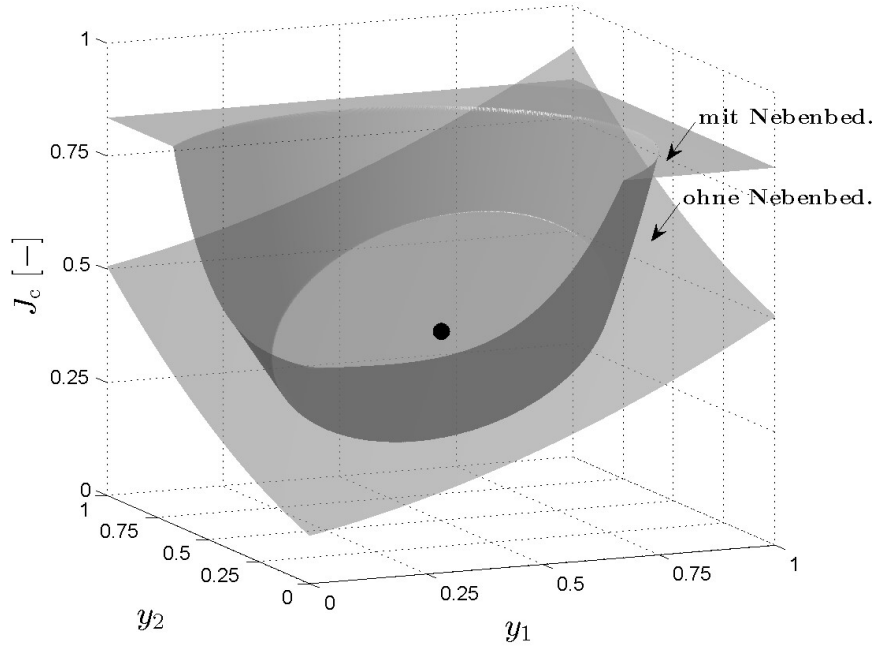


Bild 2.4: Grafische Darstellung einer 2-dimensionalen, quadratischen Gütefunktion $J_c = f(y_1, y_2)$ nach Gleichung 2.14 jeweils mit und ohne Berücksichtigung von Nebenbedingungen. Die Nebenbedingung ist hierbei so formuliert, dass der Abstand vom Mittelpunkt ($y_1 = 0,5/y_2 = 0,5$) nicht größer sein darf als 0,35. Zur besseren Darstellung sind die Funktionswerte J_c für den Fall mit Nebenbedingungen auf 0,85 begrenzt

Terme ungeeignet sein. Am Prüfstand hat sich eine faktorielle Formulierung bewährt, bei der die entsprechenden Zustandsgrößen durch ihren Grenzwert $x_{n,\max}$ normiert sind.

$$J_c = \sqrt{\left(\frac{b_{\text{sfc}}}{b_{\text{sfc},\max}}\right)^2 + \left(\frac{m_{\text{psNO}_x}}{\dot{m}_{\text{psNO}_x,\max}}\right)^2 + \left(\frac{m_{\text{pspm}}}{\dot{m}_{\text{pspm},\max}}\right)^2} \sum_{n=1}^k f\left(\frac{x_n}{x_{n,\max}}\right). \quad (2.14)$$

Die Bestrafungsfunktionen $f(x_n/x_{n,\max})$ sind hierbei Polynome zweiter Ordnung, deren Definitionsbereich wie folgt definiert ist:

$$f\left(\frac{x_n}{x_{n,\max}}\right) = \left(\frac{x_n}{x_{n,\max}}\right)^2 \quad \text{für} \quad \frac{x_n}{x_{n,\max}} > 1 \quad (2.15a)$$

$$f\left(\frac{x_n}{x_{n,\max}}\right) = 1 \quad \text{für} \quad \frac{x_n}{x_{n,\max}} \leq 1 \quad (2.15b)$$

Durch diese Formulierung steigt der Funktionswert beim Überschreiten des Grenzwertes in relativem Maße zum Funktionswert exponentiell an. Zur Visualisierung ist in Bild 2.4 ein quadratischer Lösungsraum, jeweils mit und ohne Nebenbedingung, dargestellt. Die Nebenbedingung wurde hierbei so definiert, dass alle die Lösungen bestraft werden, die vom Mittelpunkt bei ($y_1 = 0,5/y_2 = 0,5$) einen größeren Abstand haben als 0,35.

Tabelle 2.2: Liste der online-optimierbaren Stellgrößen der Verbrennung

	Variable	Einheit	Bezeichnung
1.	φ_{mi}	[°BTDC]	:Haupteinspritzwinkel
2.	p_{rail}	[Bar]	:Raildruck
3.	u_{vsa}	[–]	:Position der Drallklappen
4.	q_{pi}	[mm ³]	:Voreinspritzmenge
5.	t_{pi}	[μs]	:Voreinspritzzeitpunkt; relative Zeitdauer vor φ_{mi}

2.1.3 Stellgrößen der Verbrennung

Der Stellgrößenvektor \mathbf{u}_c beinhaltet all die Stellgrößen des Motors, die unmittelbaren Einfluss auf den Verbrennungsprozess haben. Hierzu gehören im Allgemeinen die Einspritzvariablen wie bspw. der Raildruck p_{rail} , die Vor- und Haupteinspritzwinkel (φ_{pi} , φ_{mi}) als auch das Voreinspritzvolumen q_{pi} . Das Haupteinspritzvolumen q_{mi} ist über die Momentenanforderung, vgl. Bild 1.2 (d.h. dem Fahrerwunsch) q_{inj} und das Voreinspritzvolumen q_{pi} definiert,

$$q_{mi} = q_{inj} - q_{pi} \quad (2.16)$$

und steht daher nicht als Freiheitsgrad zur Verfügung.

Eine weitere Stellgröße der Verbrennung ist die Position der Drallklappen u_{vsa} . Die Einstellung des Dralls beeinflusst die Gemischbildung und wirkt somit unmittelbar auf die Verbrennung. Die oben aufgeführten Stellgrößen der Verbrennung sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Eine Vermessung dieser ergab, dass der Voreinspritzzeitpunkt t_{pi} einen erheblichen Einfluss auf die Haupteinspritzung hat. Durch das Öffnen des Injektorventils zum Zeitpunkt der Voreinspritzung wird die Kraftstoffsäule in der Zuleitung des Injektors zum Schwingen angeregt, wodurch eine Druckschwankung am Ventilsitz des Injektors resultiert. Dieser sogenannte „Joukowsky-Stoß“ klingt bis zur Haupteinspritzung nicht ab und kann, durch den verringerten effektiven Raildruck, die Haupteinspritzmenge um bis zu 40% reduzieren. Um die beschriebenen Zusammenhänge zu veranschaulichen, ist in Bild 2.5 das Ergebnis einer Vermessung gezeigt. Bei einem Motorbetriebspunkt von $1500 \frac{U}{min}$ und 20 mm^3 wurde durch einen Gaszustandsregler ein konstanter Gaszustand im Einlassbehälter eingeregelt ($p_{2i} = 1,04 \text{ bar}$, $T_{2i} = 47 \text{ °C}$, $X_{2i} = 0,83$) und das Drehmoment M_{eng} für den Variationsraum von Voreinspritzzeitpunkt t_{pi} , Voreinspritzmenge q_{pi} und Haupteinspritzwinkel φ_{mi} in 530 Punkten vermessen. Es ist zu erkennen, dass bei einer Variation des Voreinspritzzeitpunktes von $t_{pi} = 500 \text{ μs}$ auf $t_{pi} = 1000 \text{ μs}$ das Motordrehmoment von 98 Nm auf 63 Nm fällt. Mit weiter zunehmendem Wert des Voreinspritzzeitpunktes ist ein Verlauf des Drehmomentes zu erkennen, der einer gedämpften Sinusschwingung ähnelt.

Es ist grundsätzlich möglich, die Haupteinspritzmenge modellbasiert über ein Anpassen der Ventilöffnungszeit zu korrigieren, jedoch verbleibt die Verkopplung zwischen dem Voreinspritzzeitpunkt und dem effektivem Raildruck zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung.

Auf Grund dieser Zusammenhänge ist mit der bestehenden Hardware eine gleichzeitige Steuerung bzw. Regelung des Voreinspritzzeitpunktes und des Raildrucks (zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung) nicht möglich. Ignoriert man diese Zusammenhänge und berücksichtigt lediglich den geregelten Mittelwert des Raildrucks, kann sich ein sinusförmiger Verlauf sämtlicher Motorausgangsgrößen ergeben (vgl. bspw. [Boulouchos, Stelber u. a. 2000], [Mallamo 2013]), wodurch

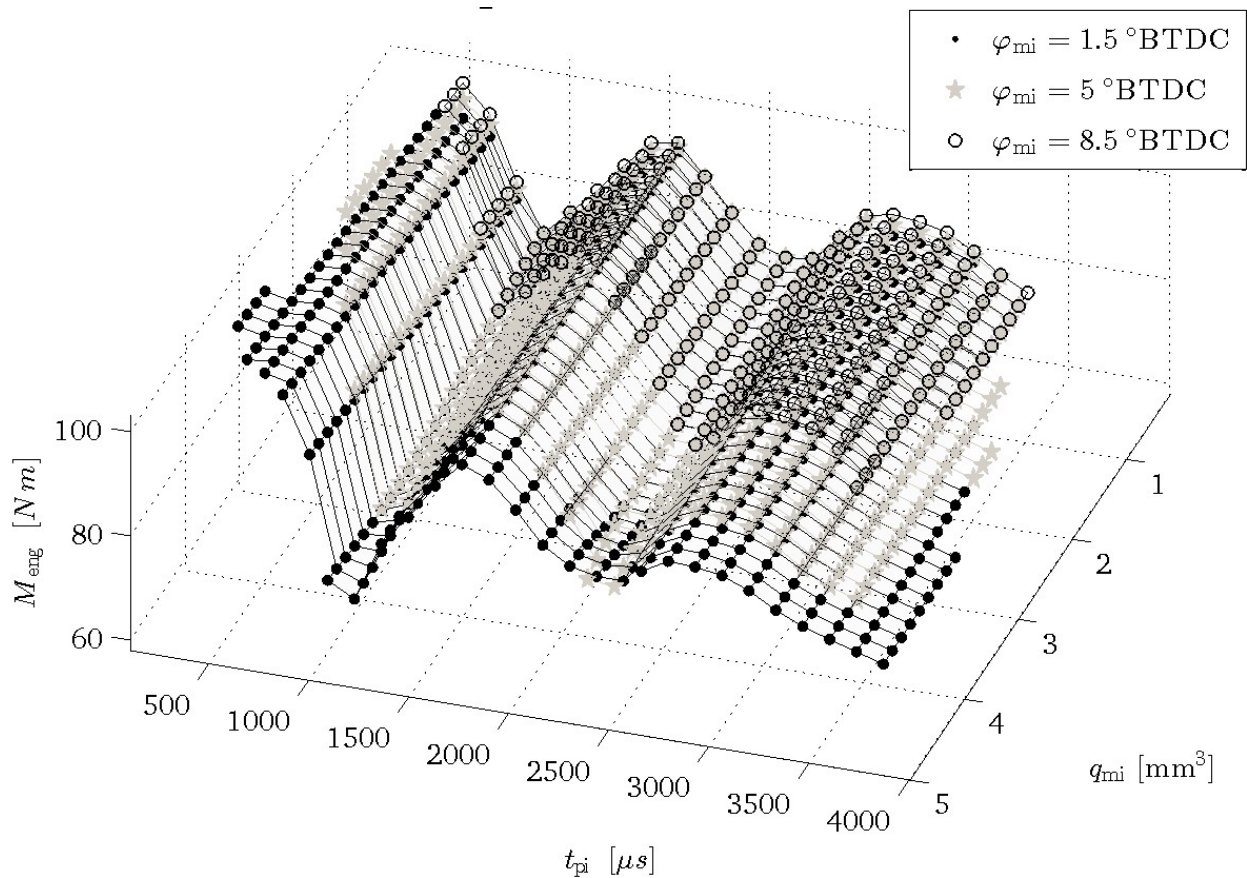


Bild 2.5: Vermessung des Motordrehmoments M_{eng} für Variationen des Voreinspritzzeitpunktes t_{pi} , der Voreinspritzmenge q_{pi} und dem Haupteinspritzwinkel φ_{mi} bei konstanter Motordrehzahl und Ventilöffnungszeit der Haupteinspritzung. Durch die Voreinspritzung wird die Kraftstoffsäule in der Zuleitung des Injektors zu einer Schwingung angeregt, sodass der Voreinspritzzeitpunkt t_{pi} einen erheblichen Einfluss auf die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge der Haupteinspritzung hat.

eine Interpretation und Weiterverarbeitung der Ergebnisse deutlich erschwert wird. Für weiterführende Informationen sei auf [Baumann 2006] verwiesen.

Auf Basis der oben genannten Gründe wird auf eine Optimierung der Voreinspritzung verzichtet. Die Voreinspritzung wird so appliziert, dass die Haupteinspritzung zum Zeitpunkt getätigt wird, an dem die Druckwelle in der Stichleitung des Injektors ihren Scheitelwert erreicht. Es wird dadurch erreicht, dass der Druck am Injektor, zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung, dem geregelten Mitteldruck des Rails entspricht. Nach Bild 2.5 wird der Voreinspritzzeitpunkt daher zu $t_{\text{pi}} = 1250 \mu\text{s}$ gewählt. Mit einem ebenfalls konstanten Voreinspritzvolumen wird die Voreinspritzung für alle Motorbetriebspunkte zu den folgenden konstanten Werten kalibriert.

$$q_{\text{pi}} = 1 \text{ mm}^3 \quad t_{\text{pi}} = 1250 \mu\text{s}$$

Es verbleiben somit die im Folgenden aufgeführten Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c (vergleiche auch Tabelle 2.4).

$$\mathbf{u}_c = [\varphi_{\text{mi}} \ p_{\text{rail}} \ u_{\text{vsa}}]^T$$

Tabelle 2.3: Bestimmtheitsmaß R^2 und quadratischer Fehler RMSE des NO_x - und Rußmassenstroms sowie des Motordrehmoments mit statischen Modellen nach [Sequenz 2013]. Sequenz zeigt für den NEFZ Fahrzyklus, dass ein statischer Modellansatz der Verbrennung zur zyklussynchronen Abbildung dynamischer Motorausgangsgrößen geeignet ist.

Modell y_c	Training		Validierung	
	R^2	RMSE	R^2	RMSE
\dot{m}_{NO_x}	0,996	1,45 mg/s	0,988	2,09 mg/s
\dot{m}_{pm}	0,959	0,05 mg/s	0,903	0,06 mg/s
M_{eng}	0,997	1,52 Nm	0,981	2,83 Nm

2.1.4 Eingangsgrößen der Verbrennung

Die Eingangsgrößen der Verbrennung x_c werden als die Zustände des motorischen Prozesses definiert, die neben den Stellgrößen u_c bekannt sein müssen, um die Ausgangsgrößen der Verbrennung y_c im dynamischen Betrieb berechnen zu können. Um diese zu identifizieren, soll auf vorangegangene Arbeiten des Institutes aufgebaut werden.

Die motorische Verbrennung kann von außen als ein diskontinuierlicher Stapelprozess betrachtet werden. Die Gas des Einlassbehälters wird volumendiskret aufgenommen, der Sauerstoff im Inneren des Brennraumes verbrannt und abschließend die Abgase in den Abgasstrang ausgeschoben.

Durch die Stellgrößen u_c kann zudem nur zyklussynchron auf die Verbrennung eingewirkt werden. Sind daher die Stellgrößen für einen Zyklus definiert und die Ventile geschlossen, ist der Prozess der Dieselvebrennung sich selbst überlassen und kann durch eine Steuerung bzw. Regelung von außen nicht beeinflusst werden. Es ist daher naheliegend die zyklussynchrone Verbrennung bezüglich ihres Ein- und Ausgangsverhaltens nach Bild 2.2 als stationäres System zu betrachten.

Sequenz [Sequenz 2013] bestätigte diese Annahme und zeigte, dass auf Basis einer stationären Modellstruktur das Motormoment als auch die Ruß- und NO_x -Emissionen im stationären und dynamischen Motorbetrieb mit hoher Güte abgebildet werden können. Der quadratische Fehler RMSE als auch das Bestimmtheitsmaß R^2 sind in Tabelle 2.3 für die Emissionsmassenströme von NO_x und Ruß sowie für das Motormoment dargestellt.

Die von Sequenz identifizierten Eingangsgrößen x_c , die für eine Modellierung der dynamischen Motorausgangsgrößen y_c notwendig sind, setzen sich aus dem Motorbetriebspunkt $n_{\text{eng}}, q_{\text{inj}}$, dem Druck und der Temperatur im Einlassbehälter p_{2i}, T_{2i} als auch aus der geförderte Frischluftmasse pro Zyklus m_{air} zusammen. Von diesen Zustandsgrößen werden im Folgenden auf Basis physikalischer Überlegungen alternative Größen abgeleitet, die besonders im hochdynamischen Betrieb eine weitere Verbesserung der Modellgüte versprechen.

Nach der idealen Gasgleichung $\rho_{2i} = \frac{p_{2i}}{T_{2i} R_s}$ können die von Sequenz identifizierten Zustandsgrößen p_{2i} und T_{2i} als ein Maß für die Gasdichte ρ_{2i} im Einlassbehälter interpretiert werden. Die Dichte im Einlassbehälter kann bei gegebenem Motorbetriebspunkt durch dynamische Bedingungen und/oder durch das Verstellen des Ventiltriebes bzw. der Drallklappen zu unterschiedlichen Zylinderfüllungen führen. Des Weiteren findet während des Zustandsüberganges des Gases vom Einlassbehälter in den Zylinder ein u.a. massenflussabhängiger Wärmeeintrag statt, der einen ausgeprägten Einfluss auf die Gastemperatur im Zylinder hat [Zydek, Casper, Isermann und Weber

2016].

Um diese teils dynamischen Vorgänge besser abbilden zu können, wird in Kapitel 5 ein separates, semiphysikalisches Modell für den Überströmvorgang vom Einlassbehälter in den Zylinder erstellt. Als alternative Zustandsgrößen erhält das stationäre Verbrennungsmodell damit die Zustandsgrößen der Verbrennungsluft im Zylinder. Hierzu gehört die Gesamtgasmasse m_{cyl} als auch die Gastemperatur T_{cyl} . Bezieht man diese Gaszustände zyklussynchron auf eine definierte Kurbelwellenstellung φ_{ref} , kann über die Geometrie des Kurbeltriebes das zugehörige Gasvolumen V_{cyl} bestimmt werden. Nach dem idealen Gasgesetz zur vollständigen thermischen Beschreibung eines Gases ist daher mit der Gesamtgasmasse m_{cyl} und der Temperatur T_{cyl} der Gaszustand im Zylinder eindeutig definiert.

Als alternative Zustandsgröße für die Frischluftmasse m_{air} wird der Luftmassenanteil im Zylinder X_{cyl} verwendet. Dieser ist definiert als der Quotient aus Frischluftmasse $m_{\text{air,cyl}}$ und Gesamtgasmasse m_{cyl} im Zylinder:

$$X_{\text{cyl}} = \frac{m_{\text{air,cyl}}}{m_{\text{cyl}}} \quad (2.17)$$

Drückt man in Gleichung 2.17 die Gesamtgasmasse im Zylinder vor der Verbrennung m_{cyl} durch die Summe von Frischluftmasse $m_{\text{air,cyl}}$ und Abgasmasse m_{exh} aus

$$X_{\text{cyl}} = \frac{m_{\text{air,cyl}}}{m_{\text{air,cyl}} + m_{\text{exh}}} \quad (2.18)$$

und erweitert diesen Bruch zusätzlich mit dem Sauerstoffanteil der Frischluft $O_{2,\text{air}} = 20,946 \%$ ergibt sich:

$$X_{\text{cyl}} = \frac{\frac{m_{\text{air,cyl}}}{m_{\text{air,cyl}} + m_{\text{exh}}} O_{2,\text{air}}}{O_{2,\text{air}}} \quad (2.19)$$

Der Zähler des Bruches entspricht hierbei dem Sauerstoffanteil der Gesamtgasmasse im Zylinder $O_{2,\text{cyl}}$. Damit entspricht der Luftmassenanteil X_{cyl} dem auf Umgebungsbedingungen normierten Sauerstoffanteil des Verbrennungsgases. Um Verwechslungen mit der AGR-Rate zu vermeiden, wird er im Folgenden als relativer Sauerstoffanteil im Zylinder bezeichnet.

$$X_{\text{cyl}} = \frac{O_{2,\text{cyl}}}{20,946 \%} \quad (2.20)$$

Eine theoretische Analyse über die nichtlinearen Zusammenhänge zwischen relativem Sauerstoffanteil, AGR-rate und Motorlast ist in Anhang D zu finden.

Der relative Sauerstoffanteil beschreibt die relative Häufigkeit von Sauerstoffmolekülen im Gasgemisch und kann als ein Maß für die lokal zur Verfügung stehenden Reaktionspartner eines Kraftstofftropfens gesehen werden. Nach der Stoßtheorie für den Ablauf chemischer Prozesse ist der relative Sauerstoffanteil daher ein dominanter Einflussfaktor der Reaktionsgeschwindigkeit bzw. Wärmefreisetzung der Verbrennung [Hohenberg 2006]. In [Heywood 1988] ist gezeigt, dass der Sauerstoffanteil der Verbrennungsluft einen nahezu linearen Einfluss auf die NO_x -Entstehung hat. Nakayma [Nakayama u. a. 2003] bestätigt diesen Zusammenhang für das Emissionsverhalten im Transientbetrieb.

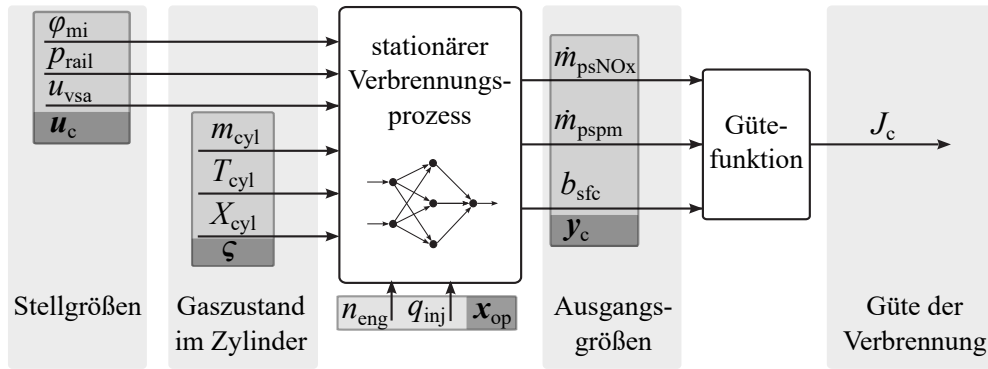


Bild 2.6: Stationäre Systemstruktur der Verbrennung mit dem Motorbetriebspunktvektor x_{op} , dem Gaszustandsvektor ς und dem Stellgrößenvektor u_c zur Abbildung des dynamischen Motorausgangsgrößenvektors y_c .

Die Gaszustände m_{cyl} , T_{cyl} und X_{cyl} werden im Folgenden zum Gaszustandsvektor $\varsigma = [m_{cyl}, T_{cyl}, X_{cyl}]^T$ zusammengefasst. Resultierend aus der obigen Diskussion ergeben sich für die dominanten Eingangsgrößen der Verbrennung der Motorbetriebspunkt $x_{op} = [n_{eng}, q_{inj}]^T$, der Gaszustandsvektor ς als auch die Stellgrößen u_c , die zur Abbildung der Motorausgangsgrößen y_c im dynamischen Betrieb notwendig sind. Die resultierende Modellstruktur der zyklussynchronen Verbrennung ist in Bild 2.6 gezeigt. Die definierten Ein- und Ausgangsgrößen sind in Tabelle 2.4 zusammengefasst.

2.2 Ableitung einer optimalen Regler- und Steuerstruktur

2.2.1 Definition der optimalen Verbrennung und des optimalen Motorbetriebs

Entsprechend der Systemstruktur aus Bild 2.6 gilt eine Verbrennung als optimal, wenn für eine gegebene Kombination der Eingänge x_{op} und ς die Stellgrößenkombination $u_{c,opt}$ vorliegt, die zu einem minimalen Wert der Verbrennungsgüte $J_{c,opt}$ (nach Gleichung 2.12 bzw. 2.13) führt.

$$J_{c,opt} = \min_{u_c} J_c(u_c) \quad \text{mit } \{x_{op}, \varsigma\} = konst. \quad (2.21)$$

Dementsprechend ist eine optimale Verbrennungssteuerung dann möglich, wenn der optimale Stellgrößenvektor $u_{c,opt}(x_{op}, \varsigma)$ für alle möglichen Kombinationen der Eingangsgrößen x_{op} und ς bekannt ist.

$$J_{c,opt}(x_{op}, \varsigma) = \min_{u_c} J_c(u_c, x_{op}, \varsigma) \quad (2.22a)$$

$$u_{c,opt}(x_{op}, \varsigma) = \arg \min_{u_c} J_c(u_c, x_{op}, \varsigma) \quad (2.22b)$$

Unter der Annahme, dass die Verbrennung stets optimal gesteuert ist ($u_c(t) = u_{c,opt}(x_{op}, \varsigma)$) und der Motorbetriebspunkt ausschließlich durch den Fahrerwunsch definiert wird, verbleibt der Gaszustandsvektor ς als Freiheitsgrad zur Optimierung des Gesamtmotorbetriebs.

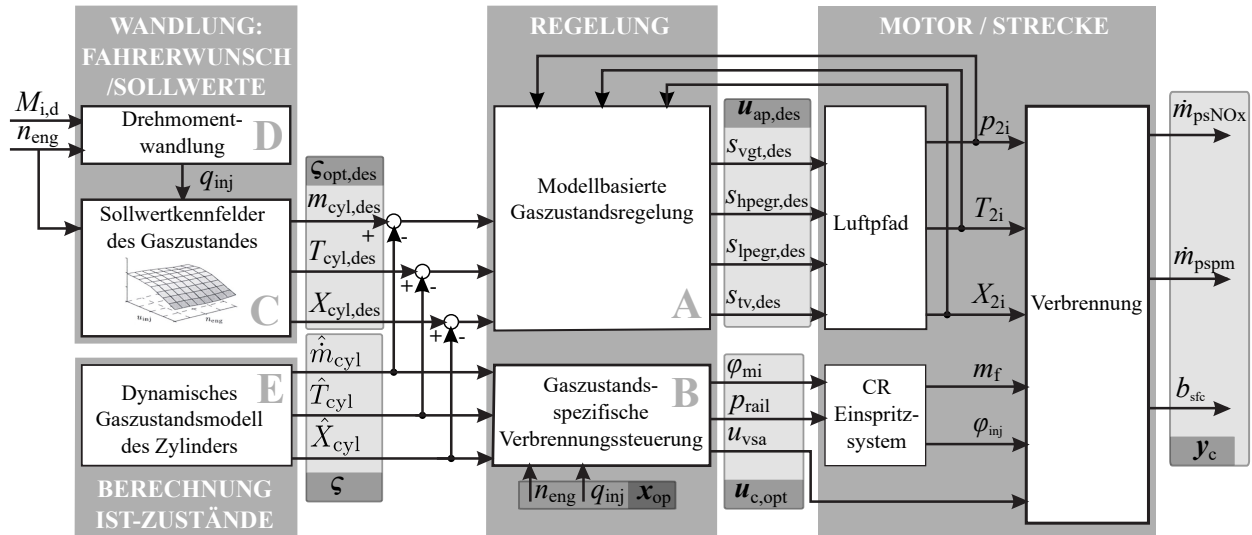


Bild 2.7: Struktur zur optimalen Regelung des Dieselmotors: Die gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung (Block B) reagiert auf alle dominanten Einflussgrößen der transienten Emissions- bzw. Drehmomentbildung und ermöglicht so eine optimale Verbrennung auch im dynamischen Betrieb. Um darüber hinaus einen optimalen Motorbetrieb zu ermöglichen, wird der optimale Sollwert des Gaszustandes $\zeta_{opt,des}$ (Block C) durch einen modellbasierten Gaszustandsregler (Block A) eingeregelt.

Bei optimal gesteuerter Verbrennung führen unterschiedliche Gaszustandsvektoren ζ zu unterschiedlichen Verbrennungsgüten $J_{c,opt}$. Der Gesamtmotor gilt bezüglich des Motorbetriebspunktes x_{op} , d.h. bezüglich des Fahrerwunsches, dann als optimal, wenn bei optimal gesteuerter Verbrennung der Gaszustand im Zylinder vorherrscht, der zu einem minimalen Wert $J_{c,opt,op}$ der Verbrennungsgüte $J_{c,opt}$ führt.

$$J_{c,opt,op}(x_{op}) = \min_{\zeta} J_{c,opt}(x_{op}, \zeta) \quad (2.23a)$$

$$\zeta_{opt}(x_{op}) = \arg \min_{\zeta} J_{c,opt}(x_{op}, \zeta) \quad (2.23b)$$

2.2.2 Optimale Regler- und Steuerstruktur

Sämtliche in Kapitel 2 eingeführten Größen und Definitionen sind in Tabelle 2.4 zusammengefasst.

Für die optimale Steuerung und Regelung des transienten Dieselmotorbetriebs kann grundlegend in den optimalen Betrieb der Verbrennung und den optimalen Betrieb des Gesamtmotors unterschieden werden (vergleiche Abschnitt 2.2.1).

Eine optimale Verbrennung liegt dann vor, wenn die Stellgrößen der Verbrennung u_c , d.h. der Raildruck p_{rail} , der Haupteinspritzwinkel φ_{mi} und die Position der Drallklappen u_{vsa} , für jeden

Tabelle 2.4: Zur Definition der optimalen Verbrennung und des optimalen Motorbetriebs.

Eingangsgrößen \mathbf{x}_c	
Gaszustand ς	
m_{cyl}	Gasmasse im Zylinder
T_{cyl}	Gastemperatur im Zylinder
X_{cyl}	relativer Sauerstoffanteil
Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op}	
n_{eng}	Motordrehzahl
q_{inj}	Gesamteinspritzmenge
Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c	
φ_{mi}	Haupteinspritzwinkel
p_{rail}	Raildruck
u_{vsa}	Drallklappenposition
(t_{pi})	Voreinspritzzeitpunkt (1250 μs)
(q_{pi})	Voreinspritzvolumen (1 mm^2)
Stellgrößen des Luftpfades \mathbf{u}_{ap}	
s_{vgt}	Leitschaufel-Referenzposition
s_{hpegr}	Hochdruck-AGR-Ventilposition
α_{lpegr}	Niederdruck-AGR-Ventilposition
α_{itv}	Ansaugklappenposition
Ausgangsgrößen der Verbrennung \mathbf{y}_c	
b_{sfc}	spezifischer Kraftstoffverbrauch
\dot{m}_{psNO_x}	leistungsspezifischer NO_x -Massenstrom
\dot{m}_{pspm}	leistungsspezifischer Ruß-Massenstrom
Gütefunktion J_c	
$J_c = \sqrt{\left(\frac{b_{\text{sfc}}}{b_{\text{sfc,max}}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{\text{psNO}_x}}{\dot{m}_{\text{psNO}_x,max}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{\text{pspm}}}{\dot{m}_{\text{pspm,max}}}\right)^2}$	
$b_{\text{sfc,max}}$	$1/H_I = 23,474 \frac{\text{mg/s}}{\text{kW}}$
$\dot{m}_{\text{psNO}_x,max}$	$0,0698 \frac{\text{mg/s}}{\text{kW}}$
$\dot{m}_{\text{pspm,max}}$	$0,0029 \frac{\text{mg/s}}{\text{kW}}$
Bedingung für optimale Verbrennung	
$\mathbf{u}_c(t) = \mathbf{u}_{c,\text{opt}}(\mathbf{x}_{\text{op}}, \varsigma) = \arg \min_{\mathbf{u}_c} J_c(\mathbf{u}_c, \mathbf{x}_{\text{op}}, \varsigma)$	
Bedingung für optimalen Motorbetrieb	
Bedingung für opt. Verbr. erfüllt und zusätzlich:	
$\varsigma(t) = \varsigma_{\text{opt}}(\mathbf{x}_{\text{op}}) = \arg \min_{\varsigma} J_{c,\text{opt}}(\mathbf{x}_{\text{op}}, \varsigma)$	

Gaszustand ζ und Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} so gestellt sind, dass sie zu optimalen Motorausgangsgrößen $\mathbf{y}_c = [b_{\text{sfc}} \dot{m}_{\text{NO}_x} \dot{m}_{\text{pm}}]^T$ führen. Optimal bedeutet hierbei, dass sie durch die Gütefunktion J_c , in ihrer Gesamtheit bewertet, zu einem minimalen Gütefunktionswert $J_{c,\text{opt}}$ nach Gleichung 2.12 führen.

Zur praktischen Umsetzung der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung wird in Kapitel 3 eine Online-Verbrennungsoptimierung durchgeführt, bei der die Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c für sämtliche Kombinationen des Motorbetriebspunktes und des Gaszustandes im Zylinder bestimmt werden. Die Ergebnisse der Optimierung werden in 5-dimensionalen Steuerkennfelder $\mathbf{u}_c(t) = \mathbf{u}_{c,\text{opt}}(\zeta, \mathbf{x}_{\text{op}})$ hinterlegt (vgl. Block B in Bild 2.7).

Bei optimal gesteuerter Verbrennung liegt genau dann auch ein optimaler Motorbetrieb vor, wenn von allen regelbaren Gaszuständen im Zylinder, der vorherrscht, der zum minimalen Gütefunktionswert $J_{c,\text{opt,op}}$ führt. Um einen optimalen Motorbetrieb zu gewährleisten, muss daher dieser optimale Gaszustand im Zylinder auch bei transienten Betriebszuständen eingeregelt werden können.

Hierzu wird in Kapitel 6 nach dem Ansatz des Internal Model Control ein verkoppelter Gaszustandsregler entwickelt (vgl. Block A in Bild 2.7). Damit der relative Sauerstoffanteils und die Gastemperatur im Zylinder hochdynamisch geregelt werden können, wird bei der Gaszustandsregelung neben der Serienmäßigen Hochdruck-AGR eine Niederdruck-AGR sowie eine Ansaugklappe als zusätzlich Aktorik verwendet. Die optimalen Sollwerte des Gaszustandsreglers (vgl. Block C in Bild 2.7) ergeben sich implizit im Rahmen der Verbrennungsoptimierung nach Kapitel 3.

Eine Voraussetzung der vorgestellten Gesamtreglerstruktur ist die Kenntnis des Gaszustandes im Zylinder ζ . Da dieser Messtechnisch nicht erfasst werden kann, wird in Kapitel 5 ein Modell des Verbrennungsgases im Zylinder entwickelt, dass den relativen Sauerstoffanteil X_{cyl} , die Gasmasse m_{cyl} als auch die Gastemperatur im Zylinder T_{cyl} zyklussynchron berechnet (vgl. Block E in Bild 2.7).

3 Verbrennungsoptimierung

Zur Realisierung einer optimalen Verbrennungssteuerung müssen die Stellgrößen der Verbrennung u_c für jede Kombination des Motorbetriebspunktes x_{op} und des Gaszustandes ς optimiert werden, die unter dynamischen Motorbetriebsbedingungen auftreten kann. Um den hierfür notwendigen Kalibrieraufwand zu minimieren, wird ein Verfahren zur Online-Optimierung der Verbrennung vorgestellt. Das Ergebnis der Online-Optimierung sind Kennfelder der optimierten Stellgrößen $u_{c,opt}(x_{op}, \varsigma)$ und des optimierten Gütefunktionswertes $J_{c,opt}(x_{op}, \varsigma)$. Die Stellgrößenkennfelder werden hierbei unmittelbar als Steuerkennfelder einer gaszustandsspezifischen Verbrennung eingesetzt, während die optimierten Gütekennfelder der Verbrennung zur quantitativen Bewertung des Gaszustandes im Zylinder verwendet werden. Die Ergebnisse zeigen zudem, dass für einen optimalen Motorbetrieb die Wärmefreisetzung durch den relativen Sauerstoffanteil gesteuert werden muss, um den Kraftstoffpfad für eine optimierte Gemisch- und Drehmomentbildung einsetzen zu können. Am Motorenprüfstand wird gezeigt, dass durch das Einregeln eines geringen relativen Sauerstoffanteils, in Verbindung mit einer gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung, das NO_x -Ruß-Paretoproblem auch im Transientbetrieb nahezu vollständig gelöst werden kann.

3.1 Bisherige Veröffentlichungen zur Verbrennungsoptimierung

Einleitend soll zunächst ein Rahmen geschaffen werden, der es ermöglicht, die Vorteile zu erläutern, die eine gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung beim Gesamtvorgang der Motoroptimierung bietet. Hierzu werden die wichtigsten Schritte der Motoroptimierung an Hand des in Bild 3.1 dargestellten V-Modells erläutert.

Zu Beginn des Entwicklungsprozesses muss zunächst entschieden werden, welche Hardwarekonfiguration verwendet werden soll, um die gesetzlichen Vorgaben des Emissions- und CO_2 -Ausstoßes einzuhalten und dem Kundenanspruch an Verbrauch, Ansprechverhalten, Geräusch, etc. gerecht zu werden.

Im folgenden Schritt werden die Anforderungen an das stationäre Emissionsverhalten abgeleitet und die Optimierungsgrößen bzw. die Nebenbedingungen der Optimierung definiert. In der Industrie kommt es beispielsweise vor, dass in Rahmen der Motoroptimierung, auf Grund der bestehenden NO_x -Problematik, der Kraftstoffverbrauch ebenso wie Ruß, CO und HC nur noch durch ihre Grenzwerte in den Nebenbedingungen berücksichtigt werden und die NO_x -Emission als die einzige Optimierungsgröße verbleibt (vgl. bspw. Mallamo 2013).

Sind die Zielwerte für den Stationärbetrieb bestimmt worden, müssen Vorgaben für gewünschte Modelleigenschaften definiert werden. Auf Basis von Expertenwissen ist es hierbei zunächst

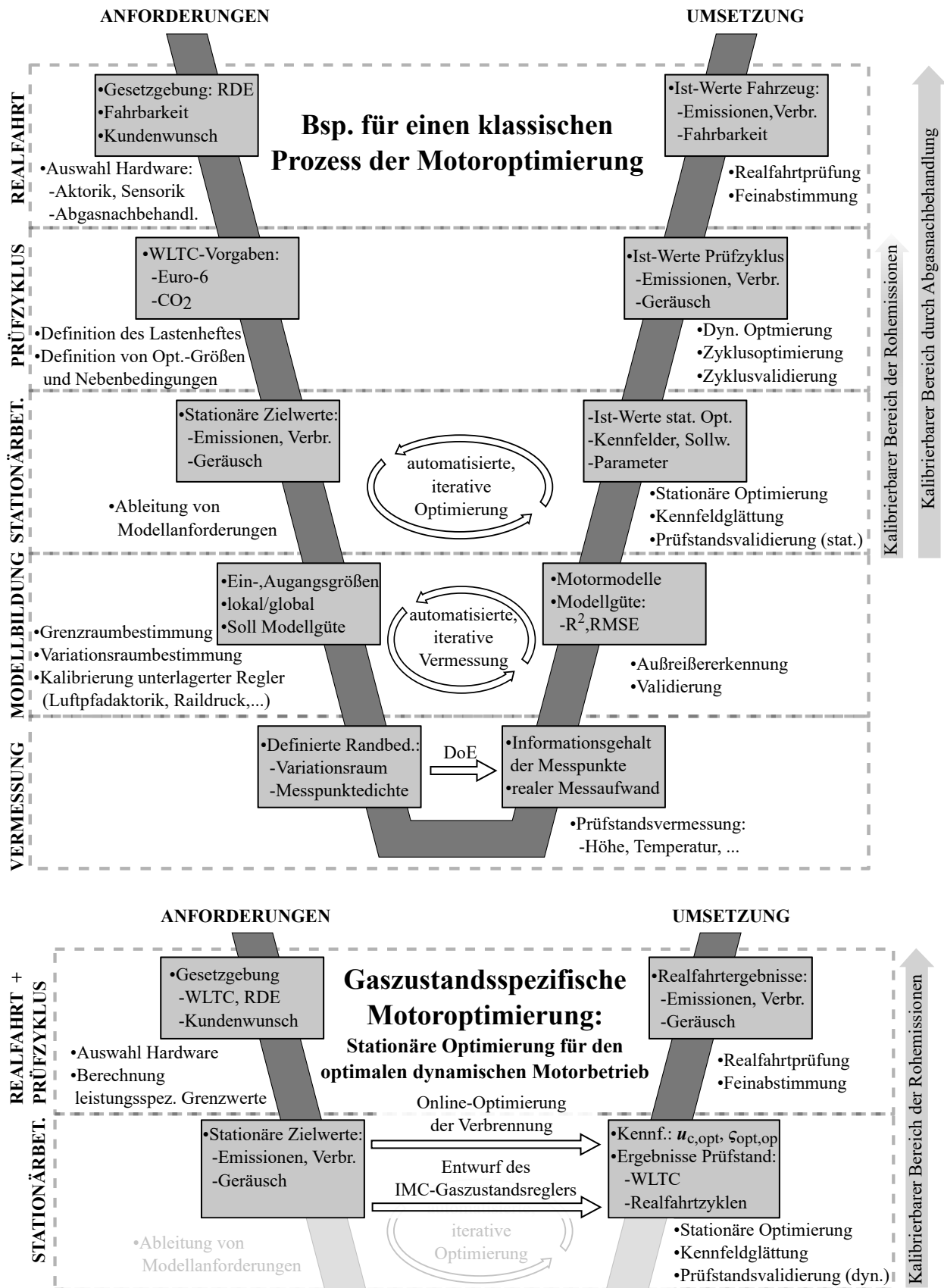


Bild 3.1: Vergleich der Motoroptimierungsprozesse im V-Modell: Durch die gaszustandsspezifische stationäre Optimierung entfällt die dynamische Motoroptimierung und die Notwendigkeit einer modellbasierten Optimierung, wodurch eine Online-Optimierung mit verringertem Messaufwand möglich wird.

notwendig die benötigten Ein- und Ausgangsgrößen der Modelle zu definieren. Ebenso muss in diesem Schritt die Art des Modells an den zu modellierenden Prozess angepasst werden. Üblicherweise kommen hierbei Polynommodelle, neuronale Netze oder lokallineare Netzstrukturen zur Anwendung. Als Beispiel sei hierbei die Vermessung der Emissionen oder des Drehmomentes in Abhängigkeit des Voreinspritzzeitpunktes genannt. Auf Grund der starken Verkopplung des Voreinspritzzeitpunktes mit dem effektiven Raildruck kann es zu einem sinusförmigen Verlauf der Messgrößen kommen. Eine Abbildung dieses Prozesses durch Polynome zweiter Ordnung wäre hierbei nicht zielführend (vgl. bspw. Bild 2.5 und [Boulouchos, Barro u. a. 2012]).

Sind die Anforderungen an die Modellbildung definiert, muss in einem folgenden Schritt der Variationsraum der Vermessung definiert werden. Hierbei wird unter anderem entschieden, ob eine globale Vermessung, d.h. in allen Betriebspunkten des Motors oder lediglich eine Vermessung der relevantesten Motorbetriebspunkte erfolgen soll. Wird der Motor lediglich für eine spezifische Fahrzeugkonfiguration optimiert, bietet sich die Vermessung ausgesuchter Motorbetriebspunkte an. Soll es hingegen möglich sein den Motor für eine Vielzahl von Fahrzeugen bzw. Ausstattungsvarianten zu optimieren, ist hingegen eine globale Modellierung des Motors sinnvoll [Merker u. a. 2011].

Zur Reduktion der Prüfstandszeit bzw. der Kosten wird in einem Motorbetriebspunkt üblicherweise nicht der vollständige Grenzraum vermessen. Vielmehr wird das Fachwissen des Ingenieurs sowie Messdaten vorheriger Projekte herangezogen, um einen reduzierten Variationsraum zu definieren. Wird der Variationsraum bei gegebener Prüfstandszeit zu groß gewählt, können ungenaue Modelle resultieren oder in Regionen nahe des Grenzraumes eine übermäßige Belastung der Emissionsmessgeräte erfolgen. Wird der vermessene Raum hingegen zu klein gewählt, steigt das Risiko, dass der Variationsraum das gesuchte Optimum nicht enthält.

Um den definierten Variationsraum zu vermessen, kann im einfachsten Fall eine Rastervermessung erfolgen. Der Messplan wird hierbei durch eine gleichmäßige Diskretisierung aller Dimensionen des Eingangsraumes erstellt. Solche vollständig faktoriellen Versuchspläne haben den Nachteil, dass die Messpunkteanzahl exponentiell mit der Dimension des Eingangsraumes steigt. Um eine möglichst hohe Modellgüte bei möglichst geringer Messpunkteanzahl zu erreichen, werden im Rahmen der Motorkalibrierung Methoden der statistischen Versuchsplanung (DoE) verwendet [Isermann 2003].

Zu den klassischen DoE-Methoden gehören bspw. Teilfaktorpläne, die einen definierten Bruchteil eines vollständigen Versuchsplan enthalten. Ebenso enthalten sie die zentral zusammengesetzten Versuchspläne, die aus einem vollständigen oder faktoriellen Versuchsplan bestehen, die um Stern- und Zentrumspunkte erweitert sind [Kleppmann 2003]. Eine weitere DoE-Methode, die sich im Rahmen der Motorenapplikation bewährt hat, ist die Erstellung von Versuchsplänen nach dem *Optimalen Design*. Hierbei wird von einer bekannten Modellstruktur ausgegangen und eine vorgegebene Messpunktemenge (Kandidatenliste) definiert. Aus der Kandidatenliste werden über eine Optimierung die Messpunkte ausgewählt, die ein vorgegebenes Kriterium (bspw. Minimierung der Determinante der Kovarianzmatrix) am besten erfüllen [Montgomery 2013], [Isermann 2014]. Besteht keinerlei Vorinformation über den zu vermessenden Prozess, können für eine gleichmäßige Verteilung der Messpunkte raumfüllende DoE-Methoden angewandt werden [Mal-

Iamo 2013].

Eine Modellierung des dynamischen Motorverhaltens ist auf Basis von DoE-Methoden ebenfalls möglich, wird jedoch auf Grund des benötigten Spezialistenwissens noch nicht im breiten industriellen Umfeld angewandt [Merker u. a. 2011]. Allen oben genannten Methoden ist gemein, dass der Prozess der Vermessung, Modellbildung und Modellvalidierung im Allgemeinen ein iterativer Prozess ist, der solange durchlaufen werden muss bis die vorgegebenen Kriterien der Modellbildung erfüllt sind [Isermann 2003].

Im Rahmen zweier FVV-Projekte („Online Methoden I.+II.“) [Kowalczyk 2012], [Kowalczyk u. a. 2013], [Kowalczyk 2014] wurde unter anderem dieser iterativer Prozess parallelisiert und automatisiert. Während einer Vermessung werden hierbei in regelmäßigen Abständen Messpunkte an den Prüfstandsrechner geschickt, der mit der Summe aller Messungen online Modelle trainiert und validiert. Der Variationsraum wird hierbei jeweils kontinuierlich erweitert, in dem an Orten geringster lokaler Modellgüte neue Messpunkte platziert werden.

Ist die Modellbildung im Rahmen der Motoroptimierung beendet, werden die erstellten Motormodelle zur Offline-Optimierung verwendet und die Steuer- und Sollwertkennfelder für den Stationärbetrieb kalibriert. Auf Basis von Simulationsergebnissen und Prüfstandsvalidierungen kann zu diesem Zeitpunkt erstmals eine Abschätzung darüber getroffen werden, ob die ausgewählte Hardware das Potenzial besitzt, die definierten Anforderungen zu erfüllen. Hierzu kann beispielsweise analysiert werden, ob die stationär erzielten Emissionswerte weit genug unterhalb der definierten Zielwerte liegen, um eine Verschlechterung durch den Transientbetrieb kompensieren zu können [Basse u. a. 2004].

Um den nötigen Vermessungs- bzw. Kostenaufwand weiter zu reduzieren, kann der Prozess der Vermessung, Modellbildung und Optimierung in einem iterativen Prozess automatisiert werden. Durch die iterative Vermessung, Modellbildung und Optimierung am Motorenprüfstand werden die Messpunkte in Bereiche verlagert, in denen das Optimum am wahrscheinlichsten ist. Bereits in den 90er Jahren entwickelte die *AVL List GmbH* das im Automatisierungssystem enthaltene Werkzeug *OPTI* zur automatisierten, iterativen Optimierung von Kennfeldern [Paulweber u. a. 1992]. Heute sind entsprechende Funktionen im Produkt *AVL CAMEO* enthalten [Gschweidl u. a. 2001b], [Gschweidl u. a. 2001a]. Ein weitere kommerzielle Software zur automatisierten Kennfeldoptimierung wurde von der *Carl Schenck AG* unter dem Namen *VEGA* vertrieben [Voigt 1993], [Schmitz u. a. 1994].

Eine fortschrittliche Methode der automatisierten, iterativen Optimierung wurde von *BMW* in Zusammenarbeit mit der *Universität Tübingen* entwickelt. Der Algorithmus *mbminimize* arbeitet in drei Phasen. Zunächst erfolgt auf Basis eines Latin-Hypercube- oder D-optimalen Versuchsplans eine Basisvermessung. In der zweiten Phase wird eine Online-Vermessung durchgeführt. Hierzu wird ein Modellkomitee gebildet, das unter anderem aus Polynommodellen, neuronalen Netzen, RBF-Netzen (Radial-Basis-Funktionsnetze), LLR-Modellen (lineare Modelle mit lokalen RBF-Termen), Gauß-Prozessen und SVR (Support-Vector-Regression) besteht. In einem iterativen Prozess werden nun durch den *Query-by-committee*-Algorithmus [Zaglauer und Deflorian 2011] an den Orten weitere Messpunkte platziert, an denen die Modelle des Komitees untereinander die größte „Uneinigkeit“ zeigen. Ist ein vorgegebenes Abbruchkriterium erreicht, geht der *mbminimize*-Algorithmus in die dritte Phase über, in der die verwendeten Modelle zur Optimierung ver-

wendet werden. Durch eine Anpassung des *Query-by-committee*-Algorithmus werden in einem ebenfalls iterativen Prozess jeweils dort Messpunkte im Lösungsraum platziert, wo ein Minimum am wahrscheinlichsten ist. Nähere Informationen zum *mbminimize*-Algorithmus sind in [Poland 2002], [Poland u. a. 2003], [Knödler u. a. 2003], [Knödler 2004], [A. Sung u. a. 2007], [B.-W. Sung 2009] zu finden. In [Zaglauer 2014] wird der *mbminimize*-Algorithmus zum multikriteriellen Optimierungs-Algorithmus *SAMOA* erweitert. *SAMOA* verwendet hierzu semi-physikalische Modellstrukturen. Ein weiterer Optimierer wird von Naumann [Naumann 2002] vorgestellt. Er verwendet einen wissensbasierten Fuzzy-Optimierer im Rahmen der Systemvalidierung.

Im folgenden Schritt der Steuergerätekalibrierung werden die stationären DoE-Modelle zur Optimierung des Fahrzyklus angewandt. Hierbei wird der Prüfzyklus üblicherweise in eine diskrete Anzahl an Betriebspunktklassen eingeteilt, die nach ihrem Zeitanteil in einer Gütefunktion gewichtet und global optimiert werden [Hochschwarzer 1990], [Guzzella und Amstutz 1998], [Naumann 2002], [Haase 2004], [Sequenz 2013], [Neßler 2015]. Oft wird bei der Zyklusoptimierung jeweils nur eine Zustandsgröße optimiert. Weitere Zustände, wie beispielsweise die Emissionen, werden hierbei lediglich durch ihre Grenzwerte in den Nebenbedingungen berücksichtigt. [Hafner 2001] hingegen optimiert während der Zyklusoptimierung neben dem spezifischen Kraftstoffverbrauch auch die Emission. Um die unbekannten Gewichtungsfaktoren der Gütefunktion zu bestimmen, verwendet er ein iteratives Verfahren. Hierbei konvergieren die Gewichtungsfaktoren gegen die Werte, die im Rahmen einer dynamischen Prüfzyklussimulation in Emissionswerten resultieren, die den gesetzlichen Grenzwerten entsprechen.

Da die oben beschriebenen Methoden zur Zyklusoptimierung auf stationären Modellen beruhen, kann die dynamische Emissionsbildung nur indirekt oder gar nicht berücksichtigt werden. Die Reduzierung negativer, dynamischer Effekte, wie beispielsweise Emissionsspitzen oder träger Drehmomentaufbau, werden im Rahmen der dynamischen Motoroptimierung durchgeführt. Neben der Optimierung von Reglerparametern, wie beispielsweise die des Luftpfades, werden hierbei auch spezielle Steuerfunktionen für den Transientbetrieb kalibriert. Ein Beispiel hierfür ist die Verwendung offline optimierter Vorsteuertrajektorien.

Benz [Benz 2010] verwendet beispielsweise ein dynamisches, physikalisch motiviertes Luftpfadmodell in Verbindung mit einem stationären Emissionsmodell, um die Stellgrößentrajektorien des Luft- und Kraftstoffpfades offline für ausgewählte Lastsprünge zu optimieren. Sequenz [Sequenz 2013] verwendet ein physikalisches Luftpfadmodell mit Dual-AGR und VTG-Turbolader ebenfalls in Verbindung mit einem stationären Verbrennungsmodell. Auch Sequenz konnte für ausgewählte Lastsprünge eine Reduzierung der dynamischen Emissionen erzielen. Die berechneten Steuertrajektorien beruhen jedoch auf komplexen Offline-Optimierungen die auf der ECU nicht durchgeführt werden können.

Hafner [Hafner 2001] analysiert den dynamischen Betrieb des Dieselmotors und leitet aus seinen Erkenntnissen einfache PDT1-Vorsteuertrajektorien ab, deren motorbetriebspunktabhängige Parameter in Kennfelder abgelegt werden. Aspron [Aspron 2013] geht einen konzeptionell ähnlichen Weg. Er definiert den Dieselmotor als allgemeines, nichtlineares Optimierungsproblem und berechnet auf Basis aufwendiger Optimierungen zunächst die Stellgrößenverläufe längerer Fahrprofile. Die Optimierungsergebnisse für einen Motor ohne AGR verwendet er schließlich, um

Regelstrategien für einen Motor mit AGR abzuleiten.

Bei einem weiteren Ansatz zur Optimierung des dynamischen Motorbetriebs wird eine zusätzliche Eingangsgröße zur Quantifizierung der Dynamik verwendet. In [Mazur 2015] wird beispielsweise die Dynamik der Momentenanforderungen ausgewertet. Beim Überschreiten eines Schwellwertes wird zur Optimierung des Transientbetriebes die AGR-Rate, der Raildruck als auch die Schwerpunktlage der Verbrennung angepasst. In [Naumann 2002] werden die Serienkennfelder um eine dritte Dimension erweitert. Der Einspritzbeginn wird daher, neben der Motordrehzahl und der Gesamteinspritzmenge, zusätzlich in Abhängigkeit des Drehmomentgradienten gesteuert.

Ein alternativer Ansatz zur Reduktion dynamischer Emissionen liegt in der direkten Regelung der Emissionen. Im FVV-Projekt „Rußgeregelter Dieselmotor“ [Barro u. a. 2012], [Boulouchos, Barro u. a. 2012] wurde ein Rußmodell entwickelt und als virtueller Sensor zur Rückführung des Modellwertes verwendet. Die Steuerung des Ruß durch den Haupteinspritzzeitpunkt und die Drallklappenposition konnte die Emissionsspitzen im Transientbetrieb nicht verhindern, ermöglichte jedoch ein gutes Nachführen des integralen Emissions-Sollwertes. In [Alfieri 2009] als auch im FVV-Projekt „Emissionsgeregelter Dieselmotor“ [Schilling u. a. 2007] wurden die Messgrößen eines NO_x - bzw. Lambdasensors verwendet, um NO_x bzw. Ruß über einen entkoppelten MIMO-IMC-Regler zu regeln. Die hierbei verwendeten Stellgrößen waren der Einspritzbeginn und die AGR-Ventilposition. Es konnte gezeigt werden, dass es durch diese Messwertrückführungen möglich ist unterschiedliche Verhältnisse von Ruß- und NO_x einzuregeln. Die Regelgüte hing auch hier stark von der Qualität des Ruß-Modells ab.

Im Folgeprojekt „Emissionsoptimierter Dieselmotor“ [Elbert u. a. 2016] wurden auf Basis einer stationären Rastervermessung 5-dimensionale Modelle für Ruß, NO_x und Kraftstoffverbrauch erstellt. Nach dem Pontryagin'sches Minimumprinzip wird eine Hamilton-Funktion definiert, in der die Optimierungsgrößen beliebig zueinander gewichtet werden können. Durch die Onlineminimierung dieser Funktion kann im Betrieb ein beliebiger Trade-Off zwischen Ruß, NO_x und Kraftstoffverbrauch eingestellt werden. Die Stellgrößen sind hierbei abhängig vom Motorbetriebspunkt und die Dynamik des Motors wird in der Reglerstruktur nicht explizit berücksichtigt.

Grundsätzlich ist die dynamische Emissionsentstehung ein hoch dynamischer Prozess, der hauptsächlich durch den totzeitbehafteten Luftpfad entsteht. Die eigentliche Rückführung der Emissionen hat damit ein begrenztes Potential zur Reduzierung der dynamischen Emissionsentstehung. Tschanz [Tschanz 2012] regelte ebenfalls die Emissionen von Ruß und NO_x im geschlossenen Kreis, kompensierte jedoch die Totzeiten und Dynamiken der Emissionssensorik über einen Kalmanfilter. Er konnte hierdurch eine deutliche Verringerung der dynamischen Emissionsentstehung erzielen. Es konnte zudem anschaulich gezeigt werden, dass die transienten NO_x -Emissionen, die durch einen Regelfehler der AGR-Rate entstanden sind, durch die Anpassung des Einspritzbeginns reduziert werden können.

Die vielversprechendsten Ergebnisse bei der Reduktion transienter Emissionen werden jedoch durch Methoden erzielt, die unmittelbar am physikalischen Grund der dynamischen Emissionsentstehung angreifen. Hillion [Hillion 2010] berechnete im Transientbetrieb eines HCCI-Dieselmotors aus dem Regelfehler der Verbrennungsluft über ein vereinfachtes Modell der Verbrennungsschwerpunktlage einen Korrekturwert des Einspritzbeginns. Es ist somit möglich über den schnellen Kraftstoffpfad die negativen Auswirkungen einer Regelabweichung der Verbrennungsluft auf Emissionen und Drehmoment zu minimieren.

Ein entscheidender Beitrag wird von Meyer [Meyer u. a. 2012] vorgestellt. Er steuerte die Einspritzzeitpunkte sowie die relative Kraftstoffmenge der Haupt-, Vor- und Nacheinspritzung in Abhängigkeit der Motordrehzahl, der Gesamteinspritzmenge und des Sauerstoffgehaltes. Auf Basis eines GT-Power-Modells konnte er in der Simulation zeigen, dass durch eine sauerstoffspezifische Verbrennungssteuerung die transienten Emissionen steuerbar werden. Dies ermöglichte es in Abhängigkeit der Kalibrierung einen beliebigen Trade-Off zwischen NO_x -Emissionen und Kraftstoffverbrauch einzustellen.

Die Beobachtungen, die Meyer in der Simulation machte, spannen den Bogen zum vorliegenden Projekt. Eine gaszustandsspezifische Betrachtung der Verbrennung ermöglicht es die dynamischen Motorausgangsgrößen auf einen statischen, zeitunabhängigen Raum abzubilden $\mathbf{y}_c(t) = f(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma}, \mathbf{u}_c)$. Durch die zusätzliche Berücksichtigung des Gaszustandes im Zylinder kann damit der transiente Motorbetrieb auf Basis einer stationären Motoroptimierung kalibriert werden.

Entsprechend des unteren V-Modells aus Bild 3.1 entfällt damit die Prüfzyklusoptimierung bzw. dynamische Optimierung, da die stationär optimierten Steuerkennfelder implizit die optimale dynamische Motoroptimierung beinhalten $\mathbf{u}_{c,\text{opt}}(t) = f(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma})$.

Der Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma}$ im Zylinder wird dabei durch die Stellgrößen $\mathbf{u}_{\text{ap}} = [s_{\text{vgt}}, s_{\text{hpegr}}, \alpha_{\text{lpegr}}, \alpha_{\text{itv}}]$ modellbasiert eingeregelt. Die verbleibende Parametrierung des Gaszustandsreglers ist durch den gewählten Ansatz des Internal Model Control ausschließlich durch die physikalische Modellierung des Luftpfades bestimmt. Der Kalibriervorgang des Gaszustandsreglers ist damit unabhängig vom linken Anforderungsweig des V-Modells und kann damit auch unabhängig von der Verbrennungsoptimierung durchgeführt werden.

Grundsätzlich ist es möglich eine stationäre, gaszustandsspezifische Optimierung nach den oben beschriebenen, etablierten Verfahren der Motoroptimierung durchzuführen. Da aus der Literatur jedoch kein Vorwissen über das zu erwartende Ergebnis abgeleitet werden kann, wäre es notwendig den vollständigen Grenzraum aller Dimensionen zu vermessen. Für die ausgewählten drei Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c wäre es notwendig, zusammen mit dem Gaszustand im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma}$ und dem Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} , einen 8-dimensionalen Raum global zu vermessen. Bei 5 Rastern pro Dimension und einer jeweiligen Haltezeit von 1 Minute würde dies auf Basis einer Rastervermessung in einer kumulierten Messdauer von 271 Tagen resultieren.

Um optimale Stellgrößenkennfelder mit vertretbarem Messaufwand zu erzielen, kann sich ein weiterer Vorteil der gaszustandsspezifischen Optimierung der Verbrennung zunutze gemacht werden. Da die Verbrennungsoptimierung für alle stationären und transienten Betriebszustände gültig ist, besteht keine Notwendigkeit für eine klassische modellbasierte Optimierung. Wie durch ein Vergleich der beiden V-Modelle aus Bild 3.1 ersichtlich ist, kann im Rahmen dieser Arbeit auf Anwendung von DoE-Methoden zur globalen Vermessung und *experimentellen Motormodellbildung* verzichtet werden. Es ist dadurch möglich eine Online-Optimierung (nicht zu verwechseln mit der oben erläuterten automatisierten, iterativen Offline-Optimierung) zu realisieren, die ein erhebliches Potential zur Reduktion des Vermessungsaufwandes aufweist. Zur Parametrierung des Gaszustandsreglers über den IMC-Ansatz sind jedoch weiterhin *physikalische, dynamische Modelle* erforderlich.

Um im Rahmen der Online-Optimierung auf vermessungsintensive globale Optimierungsalgorithmen verzichten zu können, wird in dieser Arbeit eine Optimierungsstrategie entwickelt, die eine

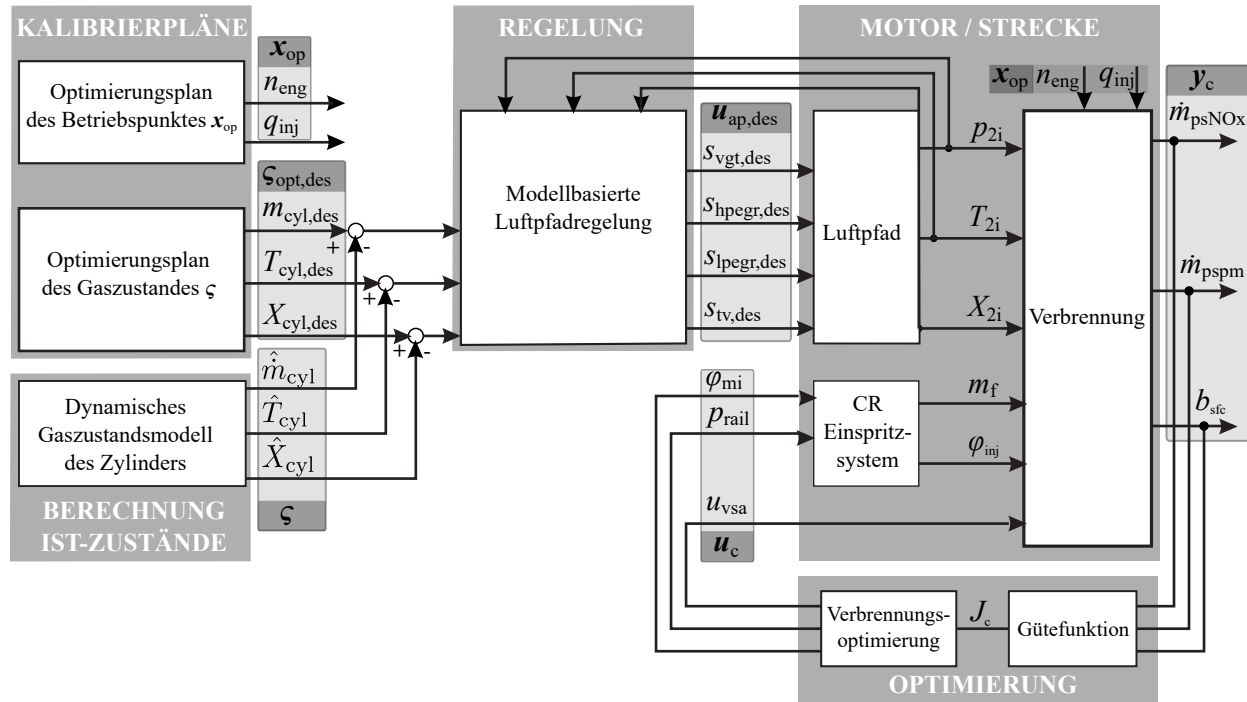


Bild 3.2: Schematische Struktur der Online-Optimierung: Die Gesamtoptimierung des Stellgrößenvektors $\mathbf{u}_c(\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\zeta})$ besteht aus $n = m \cdot l$ Teiloptimierungen mit jeweils konstanten Eingangsvektoren $\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\zeta}$. Die l bzw. m Zustandskombinationen von \mathbf{x}_{op} bzw. $\boldsymbol{\zeta}$ sind in den jeweiligen Optimierungsplänen hinterlegt.

Online-Optimierung der Verbrennung auf Basis eines lokalen Optimierungs-Algorithmus ermöglicht.

In den folgenden Abschnitten wird zunächst das Verfahren und die Implementierung der Online-Optimierung erläutert und aufbauend die Ergebnisse der globalen Verbrennungsoptimierung diskutiert. Die Optimierungsergebnisse werden anschließend in Steuerkennfeldern am Motorenprüfstand implementiert und als gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung im Transientbetrieb validiert.

3.2 Methodik zur Online-Optimierung

Um eine Online-Optimierung der Verbrennung am Prüfstand umzusetzen zu können, müssen die Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c für alle im dynamischen Betrieb vorkommenden Kombinationen des Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} und des Gaszustandes $\boldsymbol{\zeta}$ am Motorenprüfstand optimiert werden. Hierzu wird der zu kalibrierende Motorbetriebsbereich in $n_{x_{op}}$ Motorbetriebspunkte eingeteilt und in einem Optimierungsplan abgelegt. Für jeden dieser Motorbetriebspunkte wird wiederum ein Optimierungsplan des Gaszustandes im Zylinder erstellt, in dem der Gaszustandsbereich, der im dynamischen Betrieb möglich ist, in $n_{\boldsymbol{\zeta}}$ Gaszustandskombinationen unterteilt wird. Jeder der insgesamt $n_{x_{op}} \cdot n_{\boldsymbol{\zeta}}$ Eingangskombinationen muss schließlich stationär am Prüfstand ein-

geregelt werden, um jeweils die Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c im Stationärbetrieb optimieren zu können. Als Aktoren werden hierbei für den Gaszustand im Zylinder die Luftpfadaktorik und für die Motordrehzahl der Frequenzumrichter der Asynchronmaschine verwendet. Um auch die eingespritzte Kraftstoffmasse im Stationärbetrieb regeln zu können, wurde die Kraftstoffwaage als Messglied und das gesteuerte Kraftstoffvolumen des Steuergerätes als Stellgröße verwendet. Eine Online-Optimierung ist jeweils dann beendet wenn das Minimum der Verbrennungsgüte $J_{c,opt}$ nach Gleichung 2.12 gefunden wurde.

$$J_{c,opt} = \min_{\mathbf{u}_c} J_c(\mathbf{u}_c) = \min_{\mathbf{u}_c} \left(\sqrt{\left(\frac{b_{sfc}(\mathbf{u}_c)}{1/H_l} \right)^2 + \left(\frac{m_{psNO_x}(\mathbf{u}_c)}{m_{psNO_x,max}} \right)^2 + \left(\frac{m_{pspm}(\mathbf{u}_c)}{m_{pspm,max}} \right)^2} \sum_{n=1}^k f\left(\frac{x_n(\mathbf{u}_c)}{x_{n,max}} \right) \right) \quad (3.1)$$

mit $\{\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\varsigma}\} = konst.$

In den folgenden Abschnitten wird zunächst die Methodik zur Online-Optimierung an Hand des Flussdiagramms in Bild 3.3 erläutert und anschließend ein Optimierungsplan erstellt, der die Eingangskombinationen der $n_{u_{c,opt}}$ Motorbetriebspunkte und $n_{\boldsymbol{\varsigma}}$ Gaszustände definiert.

3.2.1 Lokale Folgeoptimierung

Die Anforderung an den Optimierungsalgorithmus ist, dass in Gleichung 3.1 definierte Optimierungsproblem im globalen Lösungsraum mit möglichst geringem Messaufwand zu lösen. Globale Optimierungsalgorithmen benötigen zum Auffinden des Optimums jedoch eine große Anzahl an Iterationsschritten und sind daher für das vorliegende Optimierungsproblem bezüglich des Vermessungsaufwandes nicht ideal. Im Folgenden wird eine Methodik vorgestellt, die es ermöglicht, unter gewissen Voraussetzungen, das globale Optimum des Gütefunktionswertes auf Basis eines lokalen Optimierungs-Algorithmus zu finden.

Zunächst wird für eine initiale Eingangskombination der Verbrennung $(\mathbf{x}_{op,1}, \boldsymbol{\varsigma}_1)$ das globale Minimum der Gütefunktion J_c bestimmt, indem eine lokale Optimierung an unterschiedlichen Startpunkten durchgeführt wird. Es resultiert die initiale, optimale Stellgrößenkombination $\mathbf{u}_{c,opt,1}$.

$$\mathbf{u}_{c,opt,1} = \arg \min_{\mathbf{u}_c} J_c(\mathbf{u}_c) \quad (3.2a)$$

$$\text{für } \{\mathbf{x}_{op,1}, \boldsymbol{\varsigma}_1\} = konst. \quad (3.2b)$$

Entsprechend des Flussdiagramms aus Bild 3.3 kann dieses initiale Wertepaar $\mathbf{u}_{c,opt,1}(\mathbf{x}_{op,1}, \boldsymbol{\varsigma}_1)$ bereits in den optimalen Steuerkennfeldern der Verbrennung hinterlegt werden.

Ändert man nun in der zweiten Optimierungsiteration die Eingangsgrößen um die Werte $\Delta \mathbf{x}_{op}$, $\Delta \boldsymbol{\varsigma}$ auf $\mathbf{x}_{op,2} = \mathbf{x}_{op,1} + \Delta \mathbf{x}_{op}$, $\boldsymbol{\varsigma}_2 = \boldsymbol{\varsigma}_1 + \Delta \boldsymbol{\varsigma}$, dann ist es naheliegend, dass sich auch der optimale Stellgrößenvektor nur um den Wert $\Delta \mathbf{u}_{opt}$ ändert.

$$\mathbf{u}_{c,opt,2} = \mathbf{u}_{c,opt,1} + \Delta \mathbf{u}_{opt} = \arg \min_{\mathbf{u}_c} J(\mathbf{u}_c) \quad (3.3a)$$

$$\text{für } \{\mathbf{x}_{op,2} = \mathbf{x}_{op,1} + \Delta \mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\varsigma}_2 = \boldsymbol{\varsigma}_1 + \Delta \boldsymbol{\varsigma}\} = konst. \quad (3.3b)$$

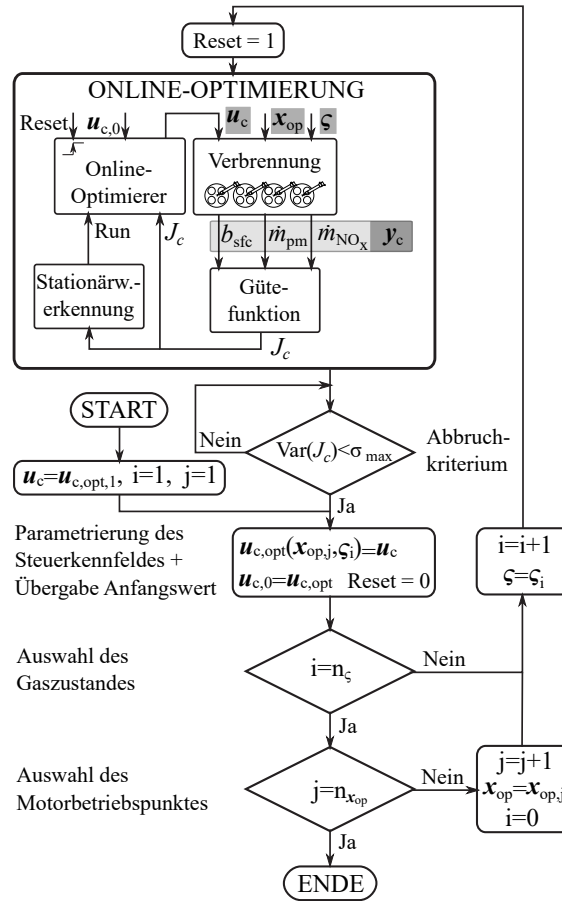


Bild 3.3: Signalflussgraph zur globalen Online-Optimierung der Verbrennung: Der Stellgrößenvektor u_c wird in jedem der $n_{x_{op}}$ Motorbetriebspunkte $x_{op,j}$ jeweils bei allen n_z Gaszuständen $zeta_i$ online am Motorenprüfstand optimiert.

Werden daher für eine Folgeoptimierung die Eingangszustände in angemessenem Maße geändert und als Startwerte $u_{c,0}$ das Optimum der vorangegangenen Optimierung $u_{c,opt}$ gewählt, dann liegt es in der Natur der physikalischen Prozesse, dass sich auch die Position des gesuchten Optimums im Lösungsraum nur innerhalb eines lokalen Umfeldes verschiebt.

Nach Bild 3.3 wird der Stellgrößenvektor u_c in jedem der n_{u_c} Motorbetriebspunkte u_c jeweils für alle n_z unterschiedlichen Gaszustände $zeta$ optimiert. Während jeder dieser Online-Optimierungen ist der Motorbetriebspunkt als auch der Gaszustand konstant eingeregelt. Ein berechneter Gütefunktionswert wird während des Optimierungsvorgangs erst dann vom Online-Optimierer zur Berechnung einer neuen Stellgrößenkombination u_c verwendet, wenn die in Bild 3.3 dargestellte Stationärwerterkennung über ein „Run-Flag“ einen konstanten Verlauf der Motorzustände signalisiert.

Nach jeder Optimierung wird der resultierende, optimierte Stellgrößenvektor in entsprechende Steuerkennfelder geschrieben und als Startwert $u_{c,0}$ der folgenden Optimierung definiert.

Die globale Optimierung der stationären als auch transienten Verbrennung ist abgeschlossen, wenn der Stellgrößenvektor u_c für alle $n_{u_{c,opt}} \cdot n_z$ Eingangskombinationen erfolgreich optimiert wurde.

Zur lokalen Optimierung wird ein Downhill-Simplex-Algorithmus [Nelder u. a. 1965] verwendet. Er ist besonders für verrauschte Optimierungsprobleme geeignet und zeigt daher in Echtzeitanwendungen ein robustes Verhalten [Nocedal 1992], [Fletcher 2013], [Powell 1987], [Isermann und M. Münchhof 2011], [Neßler 2015]. Ferner passt sich der Algorithmus dem Lösungsraum an und weist daher ein gutes Konvergenzverhalten auf. Der Downhill-Simplex-Algorithmus ist leicht interpretierbar und kann aufgrund seiner verhältnismäßig einfachen Struktur mit geringem Aufwand auf dem Echtzeitsystem implementiert werden.

Bei dem beschriebenen Verfahren werden für eine initiale Eingangskombination $(\mathbf{x}_{\text{op},1}, \boldsymbol{\varsigma}_1)$ die Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c zunächst global optimiert. Bei der beschriebenen lokalen Folgeoptimierung wird ein lokaler Algorithmus verwendet, um diesem globalen Minimum im Zustandsraum der Stellgrößen bei einer angemessenen Variation der Eingangsgrößen $(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma})$ zu folgen. Das beschriebene Verfahren kann demnach nur dann zur effizienten Optimierung der Verbrennung verwendet werden, wenn während der Folgeoptimierung kein weiteres Minimum entsteht, das den Wert des gefolgten Minimums unterschreitet. In einem solchen Fall würde es im Rahmen der Motoroptimierung zu unstetigen Steuerkennfeldern führen.

Das vorgestellte Optimierungsverfahren kann demnach nur dann zielführend angewendet werden, wenn auf Grund von Expertenwissen bekannt ist, dass unstetige Kennfelder nicht zu erwarten oder zu Gunsten der Fahrbarkeit unerwünscht sind.

Das Verfahren ist in Bild 3.4 an Hand einer Testfunktion¹ für eine Stellgröße u_c und einen Eingangszustand ς veranschaulicht. Es soll die Steuerkennlinie $u_{c,\text{opt}} = f(\varsigma)$ gefunden werden, so dass die Funktion $y_c = f(u_c, \varsigma)$ für alle Zustände ς maximal ist ($y_{c,\text{max}}(\varsigma) = \max_{u_c} y_c(u_c, \varsigma)$). Im dargestellten Beispiel wird hierzu die Stellgröße u_c für zehn gleichverteilte Werte der Variable ς optimiert. Der Startwert jeder dieser zehn Einzeloptimierungen ist durch einen schwarzen Punkt gekennzeichnet und ist bezüglich der Variable u_c identisch zum Optimum der vorangegangenen Optimierung. Die Ergebnisse der zehn Optimierungen sind durch eine schwarze Linie verbunden, um das Ergebnis der Gesamtoptimierung als Kennlinie der Form $u_{c,\text{opt}} = f(\varsigma)$ zu visualisieren. Weiterführende Informationen und Anwendungsbeispiele zur vorgestellten Optimierungsstrategie sind in [Zydek und Isermann 2014], [Zydek und Isermann 2015], [Zydek und Isermann 2016] zu finden.

3.2.2 Bestimmung der Optimierungspläne

Für die praktische Erprobung der oben beschriebenen Optimierungsmethodik soll die globale Verbrennungsoptimierung für alle Motorbetriebspunkte durchgeführt werden, die für eine dynamische Realfahrtvalidierung notwendig sind. Es werden dazu Drehzahlen von 750 bis ca. 2300 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$ und Einspritzmengen bis zur Volllast bzw. Rußgrenze abgedeckt. Nach diesen Anforderungen ergibt sich für den untersuchten Motor (vgl. Anhang A) der Optimierungsplan nach Bild 3.5.

¹Eine Überlagerung mehrerer multidimensionaler Gaußkurven

¹Eine Überlagerung mehrerer multidimensionaler Gaußkurven

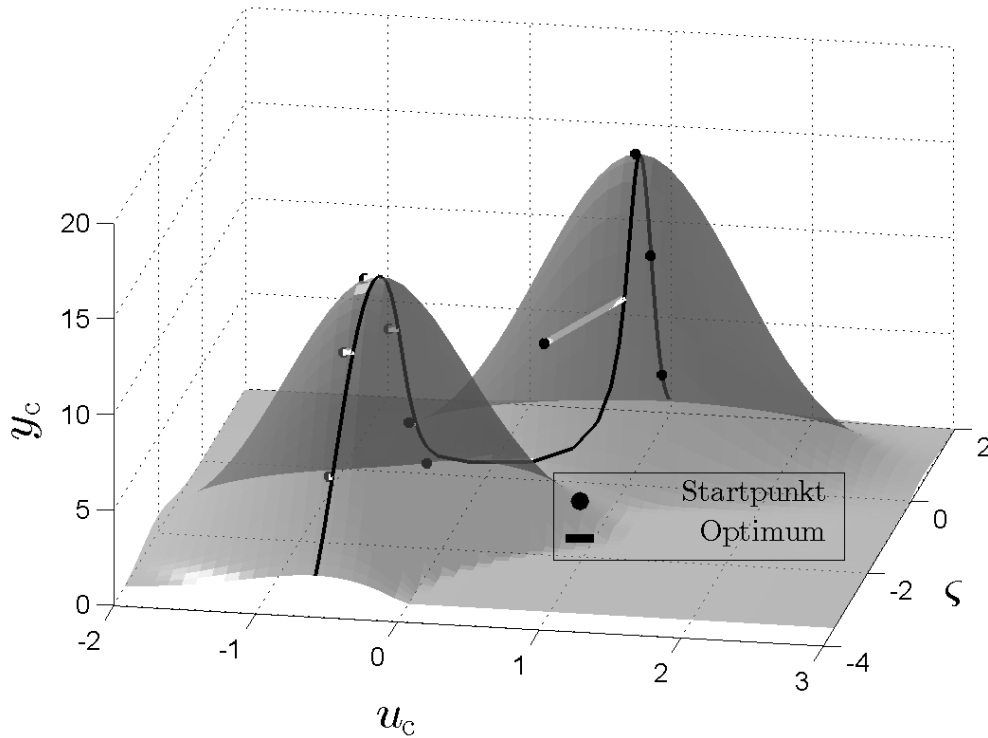


Bild 3.4: Veranschaulichung der Optimierungsmethodik an einer Testfunktion¹. Gesucht ist der optimale Stellgrößenvektor $u_{c,opt} = \arg \max_{u_c} y_c(u_c, \zeta)$. Hierzu wird der Stellgrößenvektor u_c bei zehn konstanten Werten von ζ hintereinander optimiert, wobei der Startwert des Stellgrößenvektors jeweils dem Optimum der vorangegangenen Optimierung entspricht. Durch Interpolation zwischen den Ergebnissen resultiert die Kennlinie $x_{c,opt}(\zeta)$.

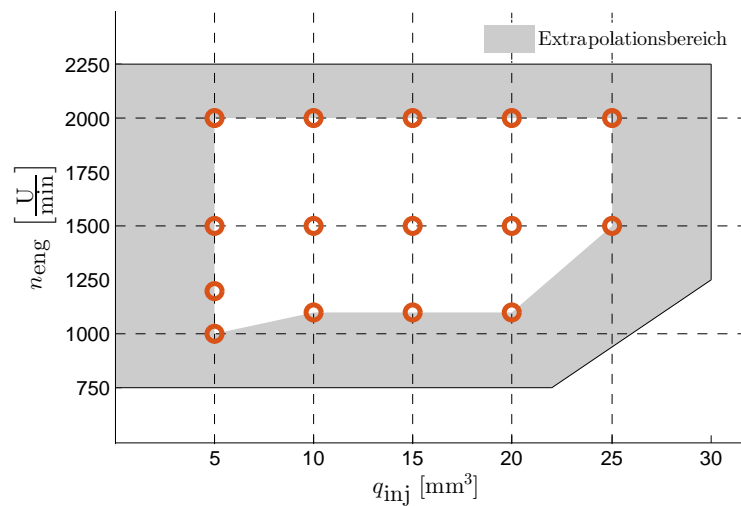


Bild 3.5: Optimierungsplan der Motorbetriebspunkte x_{op} : Zur Realfahrtvalidierung der Regelungen und Steuerungen wurde der Motor in den gezeigten 15 Motorbetriebspunkten x_{op} für alle 14 Gaszustandskombinationen aus Tabelle 3.1 optimiert.

Tabelle 3.1: Optimierungsplan des Gaszustandes ζ für einen Motorbetriebspunkt x_{op} : Der relative Sauerstoffanteil wird in Schritten von $\Delta X_{cyl} = 0,1$ eingeregelt. Bei jedem dieser Werte wird bei minimaler bzw. maximaler Gasmasse im Zylinder ($m_{cyl,min}, m_{cyl,max}$) die minimale bzw. maximale Temperatur im Zylinder ($T_{cyl,min}, T_{cyl,max}$) eingeregelt.

relativer Sauerstoffanteil X_{cyl}	Gasmasse m_{cyl}	Gastemperatur T_{cyl}
1,0	$m_{cyl,min}$	$T_{cyl,min}$
	$m_{cyl,max}$	$T_{cyl,max}$
0,9	$m_{cyl,min}$	$T_{cyl,min}$
		$T_{cyl,max}$
	$m_{cyl,max}$	$T_{cyl,max}$
		$T_{cyl,min}$
0,8	$m_{cyl,min}$	$T_{cyl,min}$
		$T_{cyl,max}$
	$m_{cyl,max}$	$T_{cyl,max}$
		$T_{cyl,min}$
0,7	$m_{cyl,min}$	$T_{cyl,min}$
		$T_{cyl,max}$
	$m_{cyl,max}$	$T_{cyl,max}$
		$T_{cyl,min}$

Für den Optimierungsplan des Gaszustandes wird der relative Sauerstoffanteil X_{cyl} , nach Tabelle 3.1, von $X_{cyl} = 1$ bis $X_{cyl} = 0,7$ in Schritten von $\Delta X_{cyl} = 0,1$ variiert und jeweils mit den Maximal- bzw. Minimalzuständen der Gasmasse m_{cyl} und Gastemperatur T_{cyl} im Zylinder kombiniert.

In der praktischen Umsetzung am Prüfstand wird dazu bei eingeregelterm relativem Sauerstoffanteil ($X_{cyl} = konst.$) ein relativer Abgasmassenanteil der HDAGR von 10% bzw. 90% eingestellt, um mit ausreichender Stellgrößenreserve den minimalen und maximalen Temperatursollwert ($T_{cyl,min}, T_{cyl,max}$) zu bestimmen. Dies wird jeweils für 10% bzw. 90% der VTG-Stellung wiederholt, um die zugehörigen minimalen und maximalen Sollmassen ($m_{cyl,min}, m_{cyl,max}$) zu definieren. Aus diesem Vorgehen resultiert der in Tabelle 3.1 dargestellte Standardoptimierungsplan des Gaszustandes, der für alle Motorbetriebspunkte aus Bild 3.5 angewendet werden muss. Um den abgedeckten Wertebereich der Gaszustände ζ zu visualisieren, ist in Bild 3.6 der Variationsraum des Gaszustandes für den Motorbetriebspunkt $x_{op} = [1500 \frac{U}{min} \quad 20 \text{ mm}^3]^T$ beispielhaft dargestellt.

Zur Regelung der Gaszustände ζ während der Optimierungsprozesse wird der in Kapitel 6 erläuterte, modellbasierte Gaszustandsregler angewendet. Die Verwendung einer Hoch- und Niederdruckabgasrückführung (HDAGR und NDAGR) ermöglicht die verkoppelte Mehrgrößenregelung des relativen Sauerstoffanteils X_{cyl} und der Gastemperatur im Zylinder T_{cyl} . Der Summenmassenstrom beider AGR-Zweige wird hierbei zum Einregeln des relativen Sauerstoffanteils X_{cyl} verwendet, während über das Massenstromverhältnis der Hoch- und Niederdruck-AGR-Zweige die Gastemperatur im Zylinder T_{cyl} geregelt wird. Der regelbare Temperaturbereich ist bei konstanter Gasmasse m_{cyl} unmittelbar vom relativen Sauerstoffanteil abhängig. Ist beispielsweise ein relativer Sauerstoffanteil $X_{cyl} = 0,9$ eingeregelt, kann entsprechend der geringen zurückgeführ-

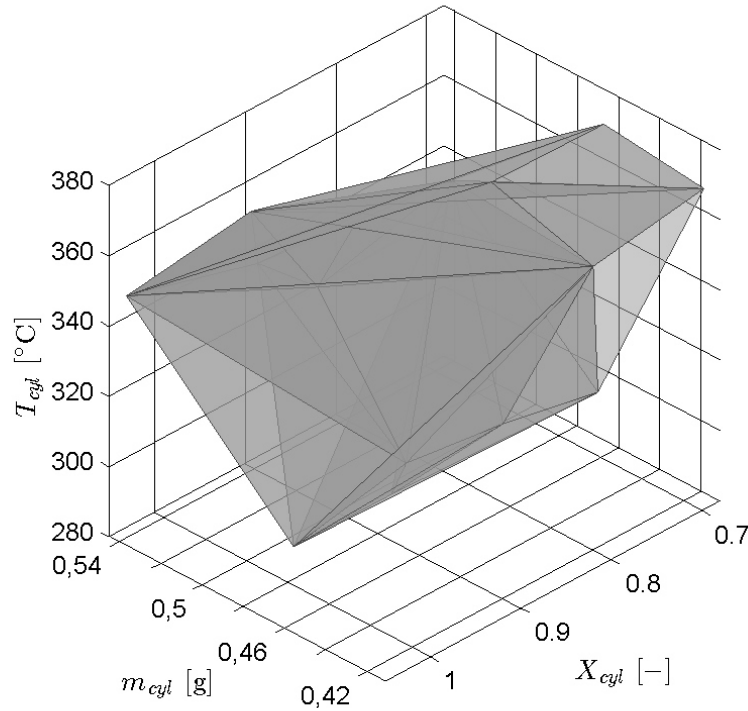


Bild 3.6: Beispielhaft gezeigter Grenzraum des Gaszustandes ζ , der sich im Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{\text{op}} = \left[1500 \frac{\text{U}}{\text{min}} \ 20 \text{ mm}^3 \right]^T$ nach dem Optimierungsplan aus Tabelle 3.1 ergibt.

ten Gesamtabgasmasse (AGR-Rate) nur ein geringer Temperaturbereich eingestellt werden. Die Gasmasse im Zylinder m_{cyl} wird über einen Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) eingeregelt. Für detailliertere Informationen sei auf Kapitel 6 verwiesen.

Für die Durchführung der Verbrennungsoptimierung am Motorenprüfstand musste im Rahmen der Arbeit bei 15 Motorbetriebspunkten und 14 verschiedenen Gaszuständen in der Summe 210 Online-Optimierungen durchgeführt werden. Bei einer durchschnittlichen Optimierungsdauer von 12 Minuten pro Eingangskombination resultierte dies in einer Gesamtvermessungsdauer von ca. 42 Stunden, d.h. ca. zwei Tagen, die zur globalen Optimierung der Verbrennung benötigt wurde.

Soll ein Raum mit n Eingangsgrößen vermessen werden und nicht auf die Rasterung von einer Untermenge n_r dieser Eingangsgrößen verzichtet werden, ergibt sich die Möglichkeit, dass Verfahren der Online-Optimierung mit klassischen DoE-Methoden zu kombinieren. Die Zeitersparnis die hieraus resultiert, soll durch ein einfaches Beispiel veranschaulicht werden. Bei einer klassischen Vollrasterung von $n = 5$ Dimensionen ergibt sich bei bspw. $m = 10$ Messpunkten pro Dimension und einer Haltezeit von $t_{\text{meas}} = 1$ min pro Messpunkt eine theoretische Gesamtmesdauer von $m^n \cdot t_{\text{meas}} = 69,4$ Tage. Würde man hingegen nur $n_r = 2$ der $n = 5$ Dimensionen durch eine Vollrasterung vermessen und für die verbleibenden 3 Dimensionen eine Online-Optimierung mit einer jeweiligen Optimierungsdauer von $t_{\text{opt}} = 12$ min durchführen, ergäbe sich eine Gesamtmesdauer von $m^{n_r} (n - n_r) \cdot t_{\text{opt}} = 20$ h. In diesem einfachen Beispiel führt die Online-Optimierung eines 3-Dimensionalen Unterraums zu einer theoretischen Zeitersparnis von 98,8 % führen.

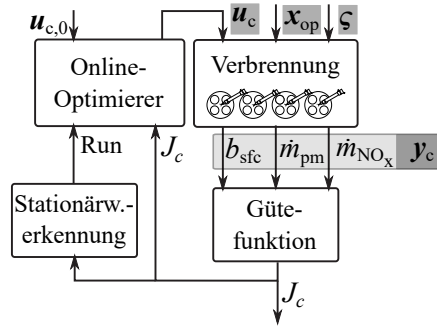


Bild 3.7: Online-Optimierung der Stellgrößen $\mathbf{u}_c = [\varphi_{mi} \ p_{rail} \ u_{vsa}]^T$ bzw. Motorausgangsgrößen $\mathbf{y}_c = [b_{sfc} \ \dot{m}_{NO_x} \ \dot{m}_{pm}]^T$ bei konstant eingeregelter Gaszustand ζ und Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} . Der Gütefunktionswert J_c wird erst dann vom Optimierungsalgorithmus zur Berechnung einer neuen Stellgrößenkombination \mathbf{u}_c übernommen, wenn dieser durch die Stationärwerterkennung über ein „Run-Flag“ aktiviert wurde.

3.3 Online-Optimierung am Motorenprüfstand

3.3.1 Lokale Online-Optimierung der Verbrennung am Motorenprüfstand

In diesem Abschnitt soll die Online-Optimierung für eine ausgesuchte Eingangskombination der Verbrennung mit dem Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{op} = [1500 \frac{U}{min} \ 20 \text{ mm}^3]^T$ und dem Gaszustand $\zeta = [m_{cyl} \ T_{cyl} \ X_{cyl}]^T = [0,54 \text{ g} \ 346 \text{ °C} \ 1]^T$ beispielhaft erläutert und analysiert werden. Der Gaszustand entspricht hierbei dem Seriengaszustand, der sich im Stationärbetrieb des ausgesuchten Motorbetriebspunktes einstellt. An Hand des hohen relativen Sauerstoffanteils ist zu erkennen, dass es sich um einen Gaszustand ohne AGR handelt ($\dot{m}_{egr} = 0$). Er ist damit ungeeignet eine Verbrennung mit gleichzeitig geringen Emissionen und geringem Kraftstoffverbrauch zu erzielen. Da bei diesem Gaszustand der Zielkonflikt zwischen Ruß und NO_x ausgeprägt ist, eignet er sich um die Eigenschaften und den Ablauf der Online-Optimierung im Detail zu erläutern. Alle Eingangsgrößen (\mathbf{x}_{op} , ζ) werden während der Optimierung konstant eingeregelt.

Bei der Online-Optimierung werden zunächst die Anfangswerte $\mathbf{u}_{c,0}$ an den Optimierer übergeben. Im vorliegenden Beispiel entsprechen diese den Werten der Serienkalibrierung ($\mathbf{u}_{c,0} = [2 \text{ °v.OT} \ 780 \text{ bar} \ 0,45]^T$). Wie in Bild 3.7 dargestellt ist, wird während des Optimierungsvorgangs der Gütefunktionswert J_c erst dann vom Optimierungsalgorithmus zur Berechnung einer aktualisierten Stellgrößenkombination herangezogen, wenn dieser von der Stationärwerterkennung ein aktives „Run-Flag“ erhält.

In Bild 3.4 ist der zeitliche Verlauf des Gütefunktionswertes J_c , der Stellgrößen $\mathbf{u}_c = [\varphi_{mi} \ p_{rail} \ u_{vsa}]^T$ als auch der Verbrennungsausgangsgrößen $\mathbf{y}_c = [\dot{m}_{NO_x} \ \dot{m}_{pm} \ M_{eng}]$ während des vollständigen Optimierungsvorganges dargestellt. Es sind daher alle Optimierungsschritte mit den zugehörigen Einschwingvorgängen des direktsuchenden Downhill-Simplex-Algorithmus gezeigt.

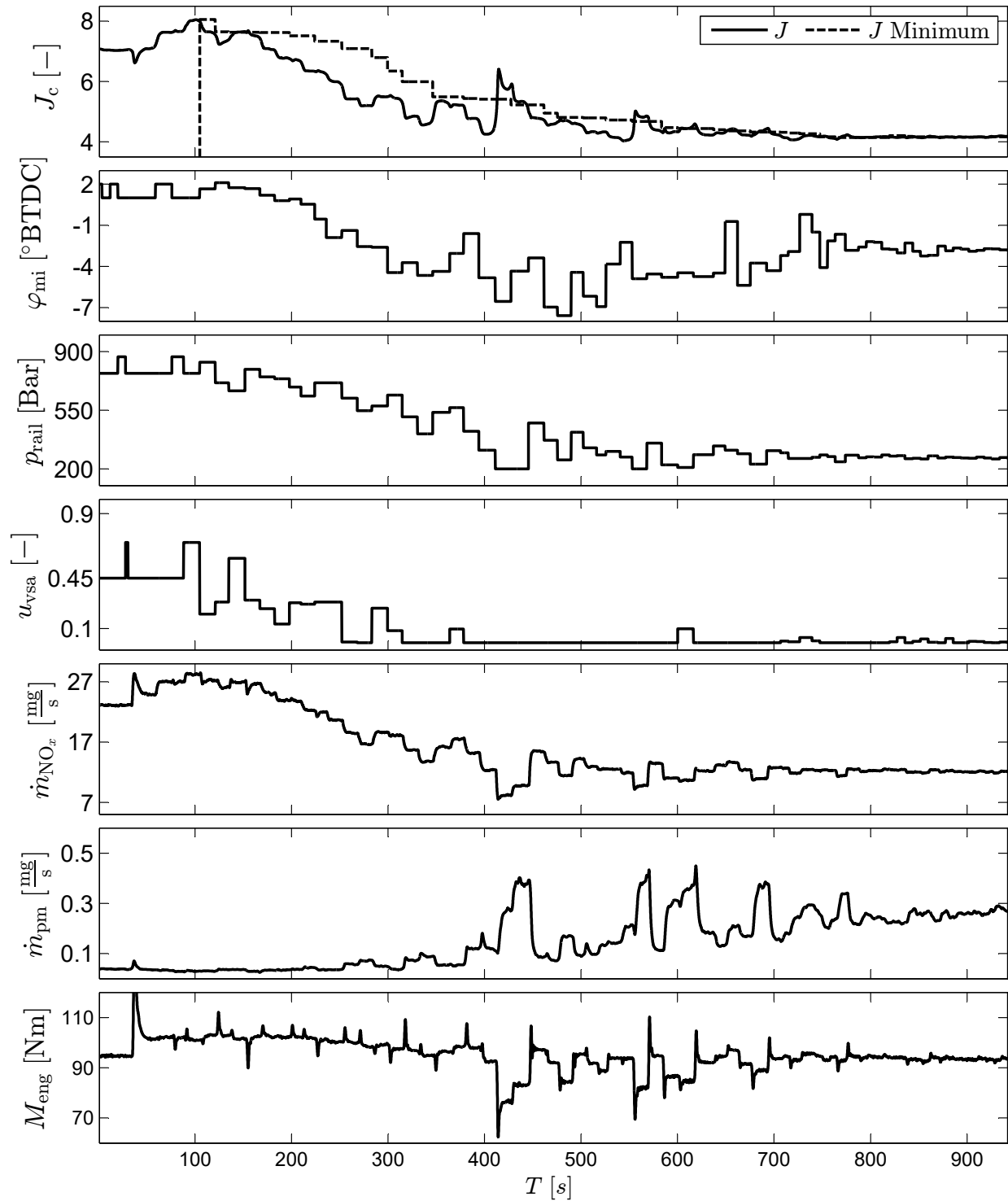


Bild 3.8: Online-Optimierung der Stellgrößen $\mathbf{u}_c = [\varphi_{mi} \ p_{rail} \ u_{vsa}]^T$ für den konstant eingeregelter Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{op} = [1500 \frac{U}{min} \ 20 \text{ mm}^3]^T$ und Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma} = [0, 54 \text{ g} \ 346 \text{ °C} \ 1]^T$. Ohne AGR können die Ruß- und NO_x-Emissionen nicht gleichzeitig gesenkt werden. Sie werden auf der NO_x-Ruß-Paretofront der skalierten Emissionen $\left(\left(\frac{m_{psNO_x}}{n_{psNO_x}} \right), \left(\frac{m_{pspm}}{n_{pspm}} \right) \right)$ am Ort platziert, der dem Koordinatenursprung, d.h. dem theoretischen Optimum, am nächsten ist.

Im Ausgangszustand ist die Stellgrößenkombination \mathbf{u}_c der Serienkalibrierung eingestellt. Für einen Gaszustand ohne Inertgasanteil bzw. AGR ($X_{\text{cyl}} = 1$) ist der Raildruck mit ca. 800 bar verhältnismäßig hoch gewählt. Dies führt zwar zu geringen Rußemissionen, jedoch ebenso zu erhöhten NO_x -Emissionen. Entsprechend den Gewichtungsfaktoren der Gütefunktion aus Gleichung 3.1 stehen die Ausgangsgrößen y_c der Verbrennung in keinem idealen Verhältnis zueinander. Der Optimierungsalgorithmus reduziert daher den Raildruck p_{rail} und stellt den Haupteinspritzwinkel φ_{mi} auf spät. So wird die Wärmefreisetzung begrenzt und die Spitzentemperaturen reduziert. Bis zum Zeitpunkt $T \approx 350 \text{ s}$ führt dies zu einem stetigen Abfall des Kostenfunktionswertes J_c . Im Vergleich zum Anfangszustand werden bei unveränderten Werten für Drehmoment und Ruß die NO_x -Emissionen um ca. 30% reduziert. Dieses typische Verhalten der Ausgangsgrößen ist auf ein „breites“ Drehmomentenoptimum zurückzuführen und veranschaulicht die Notwendigkeit die Emissionen als Optimierungsgrößen in der Gütefunktion zu berücksichtigen. Werden die Emissionen durch ihre Grenzwerte lediglich als Nebenbedingung berücksichtigt, kann dies zur Folge haben, dass ein geringster Drehmomentgewinn zu unverhältnismäßigen Emissionszunahmen führt. Durch ein Potenzieren der Optimierungsgröße ist, wie in Kapitel 2 erläutert wurde, sichergestellt, dass die Emissionen erst dann einen überproportionalen Beitrag zum Gütekriterium leisten, wenn sie den definierten Emissionsgrenzwert überschreiten.

Zum Zeitpunkt $T \approx 400 \text{ s}$ führen späte Einspritzwinkel in Verbindung mit niedrigen Raildrücken zu einem starken Abfall des Drehmomentes und einer deutlichen Zunahme der Rußemissionen, sodass der Gütefunktionswert ansteigt. Da der Simplex zum geringsten Funktionswertes konvergiert, führt dies zu einer erneuten Frühverstellung des Haupteinspritzwinkels durch den Optimierungsalgorithmus.

Nach ca. 800 Sekunden ist das Optimum der Stellgrößen gefunden. Im Vergleich zum Anfangszustand sind bei unverändertem Drehmoment die NO_x -Emissionen um ca. 60 % reduziert. Da jedoch ein Gaszustand ohne AGR vorliegt, resultiert dies in erhöhten Rußemissionen. Die Ausgangsgrößen der Verbrennung haben sich jedoch in ihrer Verhältnismäßigkeit angepasst und führen so zu einer Verringerung des Gütefunktionswertes von $J_c = 7$ auf $J_c = 4,1$. Gegenüber den gesetzlichen Anforderungen stehen die Emissionen unter Berücksichtigung des Drehmoments in einem optimierten Verhältnis zueinander. Oder anders ausgedrückt: Auf der NO_x -Ruß-Paretofront der skalierten Emissionen $\left(\left(\frac{m_{\text{psNO}_x}}{n_{\text{psNO}_x}} \right), \left(\frac{m_{\text{pspm}}}{n_{\text{pspm}}} \right) \right)$ ist die Emissionskombination eingestellt, die dem Koordinatenursprung, daher dem theoretischen Optimum, am nächsten ist.

3.3.2 Analyse der globalen Online-Optimierung der Verbrennung

Werden für einen gegebenen Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} alle Gaszustände nach dem Versuchsplan aus Tabelle 3.1 optimiert, können die Ergebnisse der Optimierung ($J_{c,\text{opt}}$) für jeden Motorbetriebspunkt als Funktion des Gaszustandes in Kennfeldern dargestellt werden. In Bild 3.9 sind die Güte-kennfelder von 8 unterschiedlichen Motorbetriebspunkten \mathbf{x}_{op} in Abhängigkeit der Gasmasse m_{cyl} , des relativen Sauerstoffanteils X_{cyl} als auch der Gastemperatur T_{cyl} aufgetragen. Um den Einfluss der Gastemperatur T_{cyl} grafisch darstellen zu können, wurden über LOLIMOT-Modelle ([Nelles 1997]) 3-dimensionale Güte-kennfelder $J_c = f(m_{\text{cyl}}, X_{\text{cyl}})$ für 5 unterschiedliche Temperaturen T_{cyl} gebildet und jeweils in einem Koordinatensystemen überlagert dargestellt. Die Temperaturen

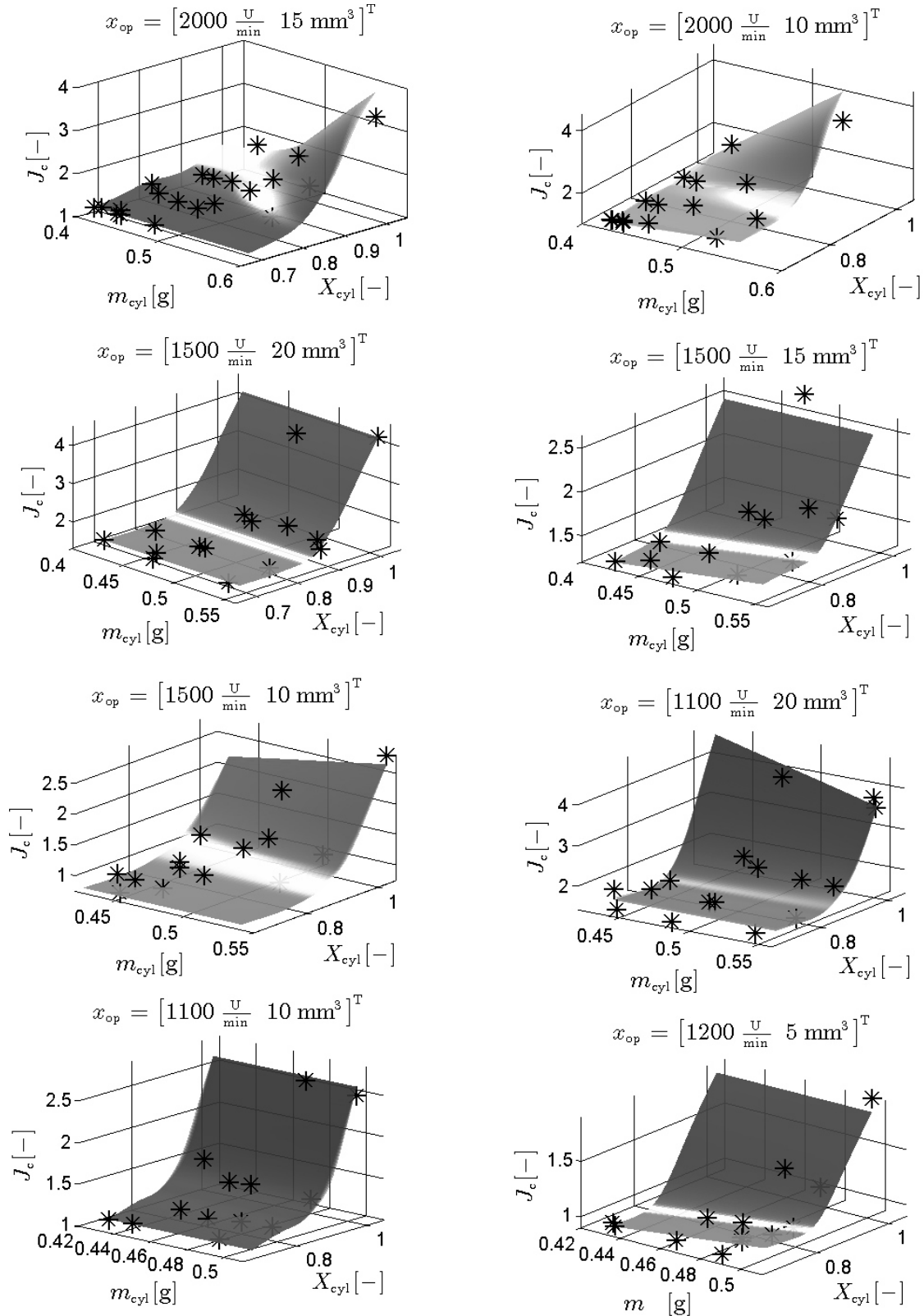


Bild 3.9: Gütekennfelder der Verbrennung für 8 unterschiedliche Motorbetriebspunkte als Funktion des Gaszustandes ζ . Alle Kennfelder zeigen eine starke Abhängigkeit vom relativen Sauerstoffanteil X_{cyl} . Die Kennfelder fallen bis zu einem Wert von $X_{cyl} \approx 0,85$. Für Werte von $X_{cyl} < 0,85$ tritt eine Sättigung auf, d.h. eine weitere Absenkung des relativen Sauerstoffanteils führt zu keiner Verbesserung der Verbrennungs- bzw. Motorausgangsgüte.

sind hierbei so gewählt, dass sie den vermessenen Bereich gleichmäßig abdecken. Die resultierenden Gütekennfelder unterschiedlicher Gastemperatur liegen bei allen Motorbetriebspunkten übereinander, sodass in Bild 3.9 keine visuelle Unterscheidung möglich ist. Dies bedeutet, dass trotz Temperaturdifferenzen von bis zu 90 °C (vgl. Beispiel in Bild 3.6) kein Einfluss der Gastemperatur auf die Gaszustandsgüte nachgewiesen werden kann. Ein Einfluss der Gastemperatur auf die Ausgangsgrößen der Verbrennung y_c ist daher nur dann zu beobachten, wenn die Stellgrößen der Verbrennung nicht temperaturspezifisch optimiert wurden bzw. für alle Gastemperaturen T_{cyl} lediglich eine Stellgrößenkombination verwendet wird.

Dieses Beispiel zeigt anschaulich, dass es nur dann sinnvoll ist verschiedene Gaszustände miteinander zu vergleichen, wenn die Verbrennung in jedem der Gaszustände nach dem gleichen Gütekriterium optimiert wurde.

Die dominante Einflussgröße auf die Güte des Gaszustandes ist bei allen Motorbetriebspunkten der relative Sauerstoffanteil X_{cyl} . Besonders bemerkenswert ist hierbei, dass die Gütekennfelder bezüglich des relativen Sauerstoffanteils eine identische Formgebung aufweisen. Bei hohen relativen Sauerstoffanteilen liegen hohe Werte der Gütefunktion vor, die bis zu einem Wert von $X_{cyl} \approx 0,85$ näherungsweise linear abfallen. Bei Werten kleiner $X_{cyl} \approx 0,85$ tritt eine Sättigung auf und der Gütefunktionswert des Gases lässt sich bei einer weiteren Erhöhung der AGR-Rate nicht senken. Um die Ursache für die dominante Abhängigkeit der Gaszustandsgüte vom relativen Sauerstoffanteil zu analysieren, werden die optimierten Verbrennungsausgangsgrößen y_c für ausgewählte Motorbetriebspunkte x_{op} untersucht.

Unter Vernachlässigung der Randbedingungen wird der Gütefunktionswert $J_{c,opt}$, nach Gleichung 3.1, durch das Verrechnen der Verbrennungsausgangsgrößen \dot{m}_{NO_x} , \dot{m}_{pm} und b_{sfc} bestimmt. Entsprechend ergibt sich das Gütekennfeld aus der Superposition der gewichteten und potenzierten Ausgangsgrößenkennfelder. Zur grafischen Analyse sind daher in Bild 3.10 die optimierten Verbrennungsausgangsgrößen als Bestandteile des Gütekennfeldes für den Motorbetriebspunkt $x_{op} = [1100 \frac{U}{min} \ 10 \text{ mm}^3]^T$ dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Formgebung des Gütekennfeldes bei großen relativen Sauerstoffanteilen primär durch die NO_x -Emissionen gegeben ist. Die Rußemissionen hingegen können wegen der geringen Einspritzmengen durch die Optimierung der gemischbildenden Stellgrößen für alle relativen Sauerstoffanteile gering gehalten werden.

Vergrößert man die Einspritzmenge auf $q_{tot} = 20 \text{ mm}^3$ (bei $n_{eng} = 1500 \frac{U}{min}$), sind bei hohen relativen Sauerstoffanteilen, wie in Bild 3.11 dargestellt ist, die Ruß- als auch die NO_x -Emissionen stark erhöht. Es ist in den Emissionskennfeldern deutlich zu erkennen, dass die Optimierung der Stellgrößen u_c bei großen relativen Sauerstoffanteilen X_{cyl} nicht in der Lage ist, Ruß und NO_x gleichzeitig zu reduzieren. Der Optimierungsalgorithmus kann die Emissionen entsprechend der Gewichtung des Gütefunktional auf der Paretofront lediglich in ein geeignetes Verhältnis zueinander setzen.

Betrachtet man das Abfallen der Güte- und Emissionskennfelder hin zu geringen relativen Sauerstoffanteilen, ist erkennbar, dass offensichtlich eine gleichzeitige Reduzierung von NO_x und Ruß erst durch die Erhöhung des Inertgasanteils bzw. der AGR-Rate möglich wird.

Zur tiefergehenden Analyse werden zu den Beispielen aus den Bildern 3.10 und 3.11 die zugehörigen, optimierten Stellgrößenkombinationen u_c der Verbrennung als Funktion des Gaszustandes in Kennfeldern dargestellt. In Bild 3.12 sind die optimierten Stellgrößen für den Motorbetriebspunkt

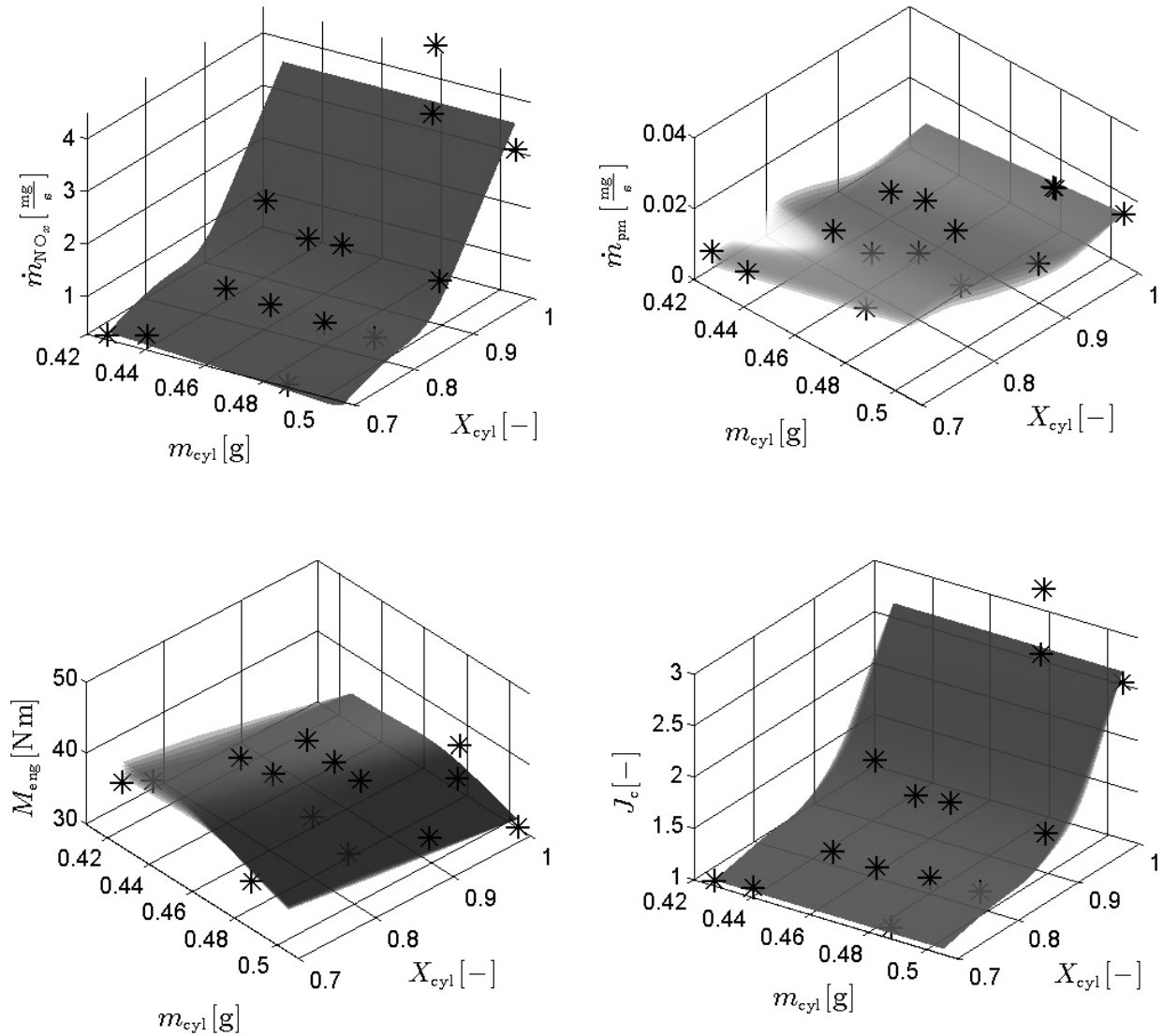


Bild 3.10: Optimierungsergebnisse im Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{\text{op}} = [1100 \frac{\text{U}}{\text{min}} \ 10 \text{ mm}^3]^T$: Das Gütekennfeld $J_c = f(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma})$ ergibt sich nach dem Gütekriterium 3.1 aus der Superposition der gewichteten und potenzierten Ausgangsgrößenkennfelder $\mathbf{y}_c = f(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma})$. Die Formgebung des Gütekennfeldes ist bei geringen Einspritzmengen maßgeblich durch die NO_x -Emissionen geprägt.

$\mathbf{x}_{\text{op}} = [1100 \frac{\text{U}}{\text{min}} \ 10 \text{ mm}^3]^T$ gezeigt. Es ist zu erkennen, dass für steigende relative Sauerstoffanteile der Raildruck näherungsweise linear abfällt. Durch die einhergehende Verlängerung der Einspritzdauer und Vergrößerung der Kraftstofftröpfchen wird eine strahlgeführte Diffusionsverbrennung mit begrenzter Wärmefreisetzung realisiert. Dies reduziert einerseits die NO_x -Bildung, führt jedoch andererseits, wegen des lokal erhöhten Lambdas im Brennraum, zu erhöhter Ruß-Bildung. Mit steigendem relativem Sauerstoffanteil wird zusätzlich der Haupteinspritzwinkel auf sehr späte Winkel verstellt. Durch die reduzierten Maximaldrücke und -temperaturen im Zylinder verringert dies zusätzlich die NO_x -Bildung, führt jedoch auf Grund der späten Schwerpunktlage der Verbrennung zu einem verringertem Motormoment.

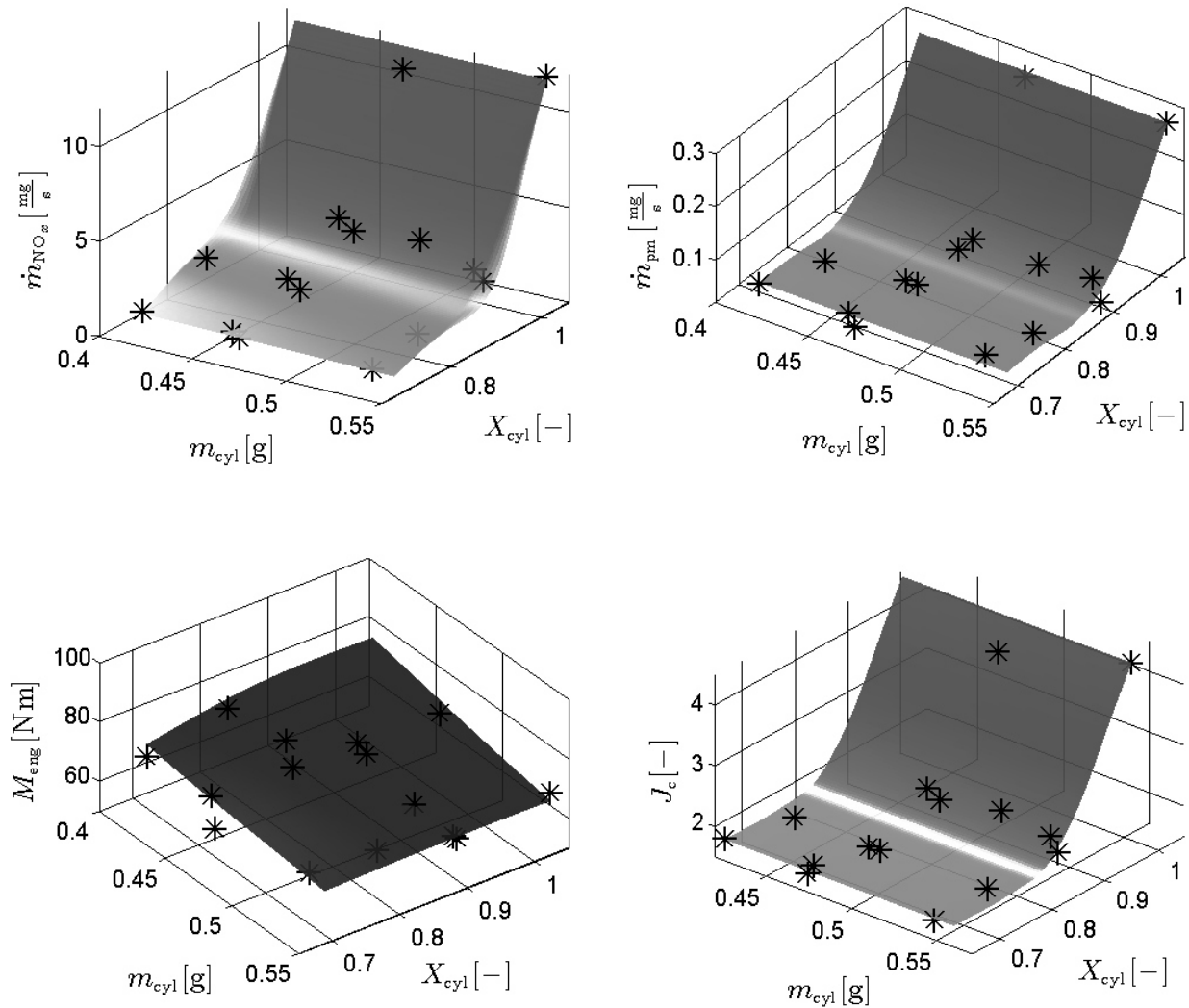


Bild 3.11: Optimierungsergebnisse im Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{op} = [1500 \frac{U}{min} \ 20 \text{ mm}^3]^T$: Das Gütekennfeld $J_c = f(\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\varsigma})$ ergibt sich nach dem Gütekriterium 3.1 aus der Superposition der gewichteten und potenzierten Ausgangsgrößenkennfelder $y_c = f(\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\varsigma})$. Eine gleichzeitige Reduktion von NO_x - und Rußemissionen ist ausschließlich durch geringe relative Sauerstoffanteile X_{cyl} möglich.

Bei geringen relativen Sauerstoffanteilen hingegen steigt der Raildruck und der Haupteinspritzwinkel verschiebt sich deutlich vor den oberen Totpunkt (v.OT). Durch Raildrücke von bis zu 1000 bar und Haupteinspritzwinkeln von 10° v.OT liegt eine weitestgehend vorgemischte Verbrennung mit optimierter Gemischbildung und Schwerpunktlage vor. Da die Wärmefreisetzung und damit die NO_x -Emissionen durch den relativen Sauerstoffanteil X_{cyl} eingestellt sind, können die Stellgrößen der Verbrennung für minimale Rußemissionen und maximale Drehmomentwerte optimiert werden.

Die zu den Ausgangsgrößen aus Bild 3.11 gehörenden Stellgrößen, des Motorbetriebspunktes $\mathbf{x}_{op} = [1500 \frac{U}{min} \ 20 \text{ mm}^3]^T$, sind in Bild 3.13 gezeigt. Der Raildruck verhält sich analog zum vorangegangenen Beispiel und sinkt mit steigendem relativem Sauerstoffanteil von 1500 bar auf

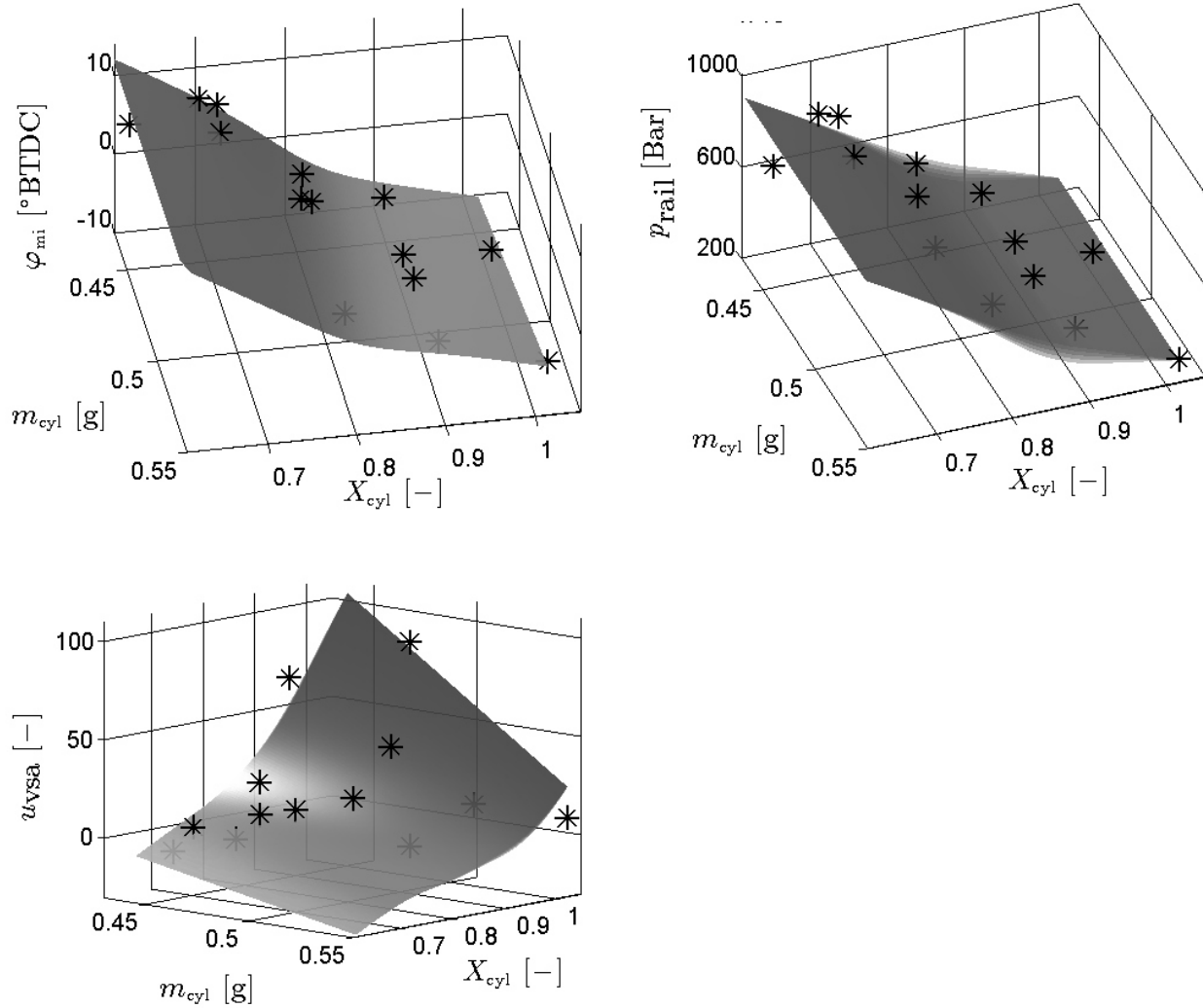


Bild 3.12: Optimierte Stellgrößen des Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{op} = [1100 \frac{U}{min} \ 10 \text{ mm}^3]^T$ (vgl. Bild 3.10): Bei geringen relativen Sauerstoffanteilen können hohe Raildrücke p_{rail} zur Minimierung von Ruß und frühe Haupteinspritzwinkel φ_{mi} zur Maximierung des Drehmomentes eingestellt werden ohne erhöhte NO_x -Emissionen in Kauf nehmen zu müssen.

Werte von bis zu 300 bar stark ab. Der Winkel der Haupteinspritzung hingegen zeigt eine komplexere Formgebung. Es ist zu erkennen, dass im Vergleich zum vorherigen Beispiel bei größeren relativen Sauerstoffanteilen der Haupteinspritzwinkel erneut zu steigen beginnt. Der geringe Raildruck, der für eine Reduzierung der NO_x -Emissionen bei hohen relativen Sauerstoffanteilen unabdingbar ist, führt bei größeren Einspritzmengen zu einer verlängerten Gesamteinspritzdauer. Bei späten Haupteinspritzwinkeln führt dies zu einer unvollständigen Verbrennung und resultiert in starker Rußbildung bzw. einem Einbruch des Motormomentes (vgl. hierzu Bild 3.8 bei $T = 410$ s). Durch eine Frühverstellung der Haupteinspritzung wird dies verhindert. Weiter ist in den Kennfeldern aus Bild 3.13 erstmals eine Temperaturabhängigkeit ersichtlich. In Bereichen mit geringen relativen Sauerstoffanteilen sind die Temperaturdifferenzen ΔT_{cyl} der optimierten Gaszustände maximal und erfordern eine Anpassung des Raildrucks bzw. Haupteinspritzwinkels

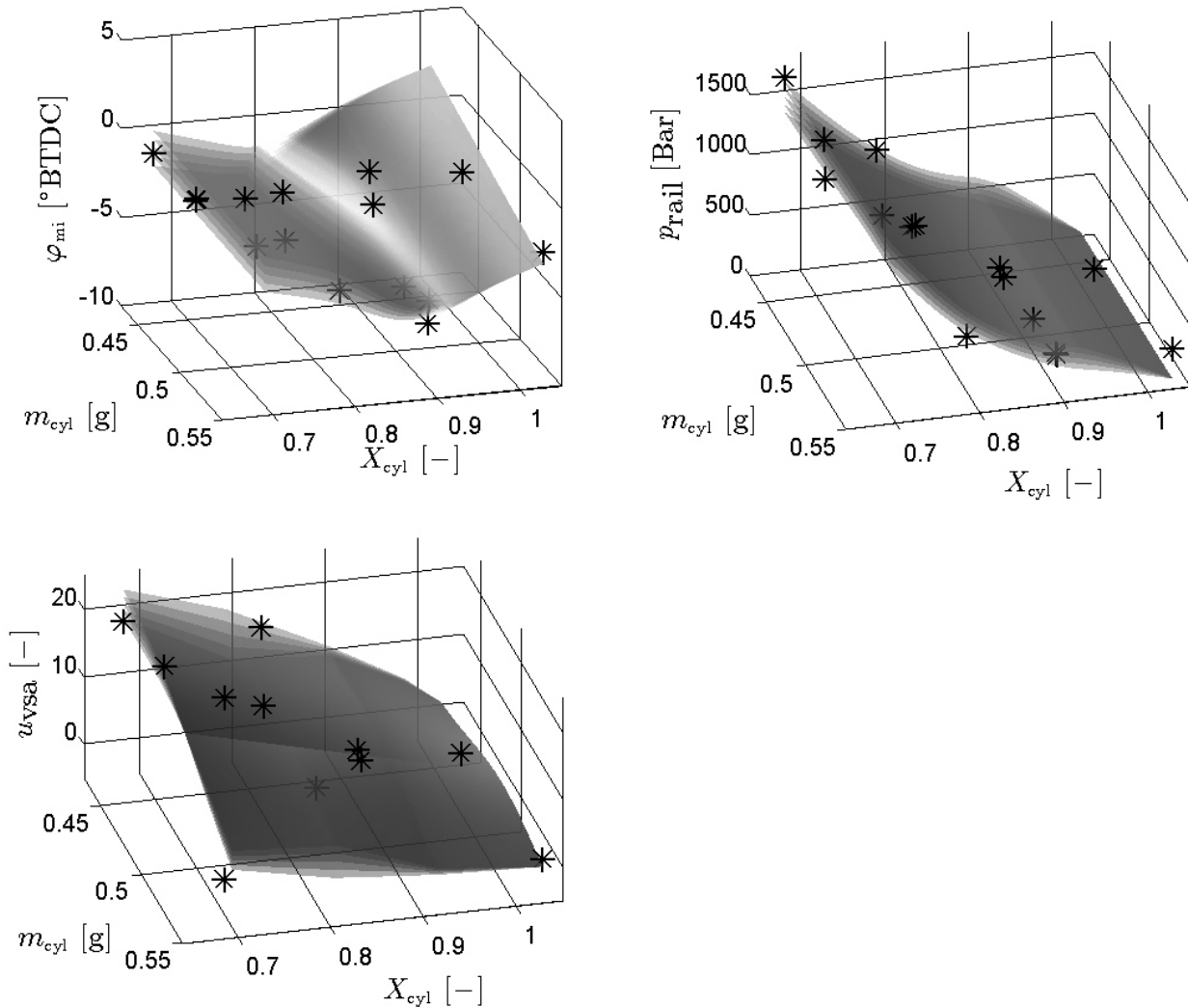


Bild 3.13: Optimierte Stellgrößen des Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{op} = [1500 \frac{U}{min} \ 20 \text{ mm}^3]^T$ (vgl. Bild 3.11): Bei geringen relativen Sauerstoffanteilen können selbst an der Rußgrenze hohe Raildrücke p_{rail} zur Minimierung von Ruß und frühe Haupteinspritzwinkel φ_{mi} zur Maximierung des Drehmomentes eingestellt werden ohne erhöhte NO_x -Emissionen in Kauf nehmen zu müssen.

von 300 bar bzw. 3 °KW.

Es ist allgemein bekannt, dass Abgase, die der Frischluft zugemischt sind, eine reaktionshemmende Wirkung haben und daher über die begrenzte Wärmefreisetzung zu verringerten NO_x -Emissionen führen. Die Tatsache, dass Ruß und NO_x in den untersuchten Motorbetriebspunkten nur bei geringen relativen Sauerstoffanteilen gleichzeitig reduziert werden können, zeigt, dass die Zugabe von Inertgas nicht nur eine Möglichkeit darstellt um die NO_x -Emissionen unter Teillast zu reduzieren, sondern eine Notwendigkeit darstellt, um die Prozesse der Gemischbildung und der Wärmefreisetzung unabhängig voneinander steuern zu können. Es kann damit ein hoher Raildruck für minimale Rußemissionen und ein früher Haupteinspritzwinkel für ein hohes

Drehmoment eingestellt werden, ohne Kompromisse in der NO_x -Entstehung eingehen zu müssen. Verdeutlicht wird dies durch die Tatsache, dass die minimalen Rußemissionen des in Bild 3.11 analysierten Beispiels bei einem Abgaslambda von $\lambda_3 = 1,05$ erzielt werden und gleichzeitig die NO_x -Emissionen im Vergleich zur Serienkalibrierung um ca. 93 % reduziert sind.

In den Gütekennfeldern aus Bild 3.9 ist im Allgemeinen ein verringerter Gütefunktionswert in Richtung verringerter Zylindergasmassen erkennbar. Der Grund hierfür sind verringerte Gaswechsel- und Pumpverluste, die bei sinkenden Zylindergasmassen und konstanten Einspritzmengen zu einem Anstieg des Drehmomentes führen.

Soll dementsprechend die Gasmasse im Zylinder zur Effizienzsteigerung minimiert werden, kann eine Sollgasmasse im Zylinder über die aktuelle Einspritzmenge und den aktuellen relativen Sauerstoffanteil im Zylinder berechnet werden (vgl. hierzu Kapitel 6.2). Bei gegebenem relativem Sauerstoffanteil, ist daher die Gasmasse im Zylinder über die Einspritzmenge und somit über den Fahrerwunsch definiert. Da die Gasmasse im Zylinder über den Ladedruck mit deutlich geringerer Dynamik eingeregelt werden kann als die einzuspritzende Kraftstoffmasse, ist es für einen optimalen Betrieb notwendig den Motor quantitativ geregelt zu betreiben. Dies bedeutet, dass in Anlehnung an den Otto-Motor zunächst die einzuregelnde Gesamtgasmasse im Zylinder aus dem Fahrerwunsch bzw. der Sollkraftstoffmasse $m_{\text{cyl,des}} = f(m_{\text{f,des}}, X_{\text{cyl}})$ bestimmt werden muss. Die tatsächlich zu steuernde Kraftstoffmasse ergibt sich schließlich in einem zweiten Schritt aus dem Ist-Wert der Gasmasse im Zylinder $m_{\text{f}} = f(m_{\text{cyl}})$.

Unter Voraussetzung dieser Betriebsstrategie definiert die Gasmasse im Zylinder das Motormoment und die Eigenschaften eines Gasmassen- bzw. Ladedruckreglers somit das Ansprechverhalten des Motor. Durch die Quantitätsregelung wird gewährleistet, dass zu jedem Zeitpunkt die minimale und damit bezüglich des spezifischen Verbrauchs optimale Gasmasse im Zylinder vorliegt. Durch den Entwurf eines Ladedruckreglers ist somit keine Möglichkeit gegeben, das Paretoproblem von gleichzeitiger NO_x -, Ruß- und Verbrauchsreduzierung zu lösen. Auf Basis dieser Erkenntnis ist es naheliegend, die Ladedruckregelung unabhängig von den verbleibenden Reglerstrukturen des Luftpfades zu entwerfen.

Eine genauere Ausführung der Betriebsstrategie erfolgt in Kapitel 6.2.

Resümee: Die Verbrennungsoptimierung bietet, neben der eigentlichen Gewinnung optimaler Stellgrößenkennfelder, zusätzlich ein großes Potential zur Analyse des Dieselmotors. Erst durch die Optimierung der Verbrennung bei verschiedenen Gaszuständen ζ und Motorbetriebspunkten x_{op} nach einem einheitlichen Kriterium wird es möglich, den tatsächlichen Einfluss des Gaszustandes auf die Motorausgangsgrößen zu analysieren. Das Potential der Gaszustände muss erst durch die Optimierung der Verbrennung bezüglich eines einheitlichen Kriteriums ausgeschöpft sein, damit ein Vergleich der Gaszustände untereinander möglich wird.

Aus den Gütekennfeldern der Motorbetriebspunkte können über die Gaszustände mit dem geringsten Funktionswert zusätzlich die Sollwerte des Gaszustandsreglers bestimmt werden. Die Verbrennungsoptimierung stellt somit nicht nur eine stationäre und dynamische Kalibrierung der Verbrennung dar, sondern beinhaltet gleichzeitig alle notwendigen Informationen für eine optimale Stationärwertkalibrierung des Gesamtmotors.

Ferner zeigt eine Analyse der Optimierungsergebnisse, dass durch den relativen Sauerstoffanteil X_{cyl} eine regelbare Zustandsgröße gegeben ist, mit der die Prozesse der Gemischbildung und Wärmefreisetzung unabhängig von einander gesteuert werden können. Bei optimal gesteuerten Stellgrößen der Verbrennung sind hierdurch, selbst bei Volllast, minimalste Emissionswerte für Ruß und NO_x möglich. Für den optimierten Betriebsbereich kann gezeigt werden, dass durch die optimale Steuerung und Regelung der dominanten Zustandsgrößen bzw. Eingangsgrößen ($\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma}$) des Verbrennungsprozesses das Ruß- NO_x -Paretoproblem nahezu vollständig gelöst werden kann.

3.4 Optimale Verbrennungssteuerung am Motorenprüfstand

Die optimierten Stellgrößenvektoren $\mathbf{u}_{\text{c,opt}} = f(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma})$ werden im Folgenden zur gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung verwendet und im dynamischen Motorbetrieb validiert. Zur Validierung werden zunächst der Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma}$ bei konstantem Motorbetriebspunkt durch eine Sprunganregung des HDAGR-Ventils s_{hpegr} dynamisch angeregt und die Verläufe der Motorausgangsgrößen für die gaszustandsspezifische und konventionelle Verbrennungssteuerung miteinander verglichen. In einem zweiten Beispiel wird an einem Schaltvorgang analysiert, wodurch Emissionsspitzen im Serienbetrieb entstehen und wie diese durch die Verwendung der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung vermieden werden können.

3.4.1 Optimale Verbrennungssteuerung bei konstantem Motorbetriebspunkt

Um den Einfluss einer gaszustandsspezifischen Steuerung der Verbrennung analysieren zu können, wurde die Verbrennung im stationären Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{\text{op}} = \left[1200 \frac{\text{U}}{\text{min}} \quad 17,5 \text{ mm}^3 \right]^T$ betrieben und der Gaszustand durch eine Sprungverstellung des HDAGR-Ventil dynamisch angeregt.

Im oberen Graphen von Bild 3.14 ist die Positionsverstellung des HDAGR-Ventils von $s_{\text{hpegr}} = 2 \text{ mm}$ auf $s_{\text{hpegr}} = 1 \text{ mm}$ dargestellt. Durch die Verringerung des Ventilquerschnittes werden weniger Abgase in den Zylinder zurückgespült. Dies hat eine nahezu sprungförmige Erhöhung des relativen Sauerstoffanteils von $X_{\text{cyl}} = 0,68$ auf $X_{\text{cyl}} = 0,92$ zur Folge. Die zurückgeführten Abgase sind bei gegebener Einspritzmenge deutlich heißer als die angesaugte Frischluft. Durch das Schließen des HDAGR-Ventils verringert sich daher die Gastemperatur T_{cyl} und führt über die Gasdichte zu einer zunächst sprungförmigen Erhöhung der Gasmasse im Zylinder. Die verringerte, zurückgeführte Abgasmasse erhöht zudem den Massenstrom durch die Turbine und führt so zu einer weiteren Erhöhung der Gasmasse m_{cyl} , die deutlich mit der Dynamik des Turboladers korreliert.

In den unteren drei Graphen von Bild 3.14 sind die Verbrennungsausgangsgrößen y_c jeweils in schwarz für die gaszustandsspezifische und in grau für die konventionelle Verbrennungssteuerung dargestellt. Beide Steuervarianten zeigen zu Beginn geringe NO_x - und Rußemissionen bei identischem Drehmoment. Zum Zeitpunkt $T = 5 \text{ s}$ erhöht sich der relative Sauerstoffanteil. Im Falle der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung wird zeitgleich der Raildruck von ca. 1500

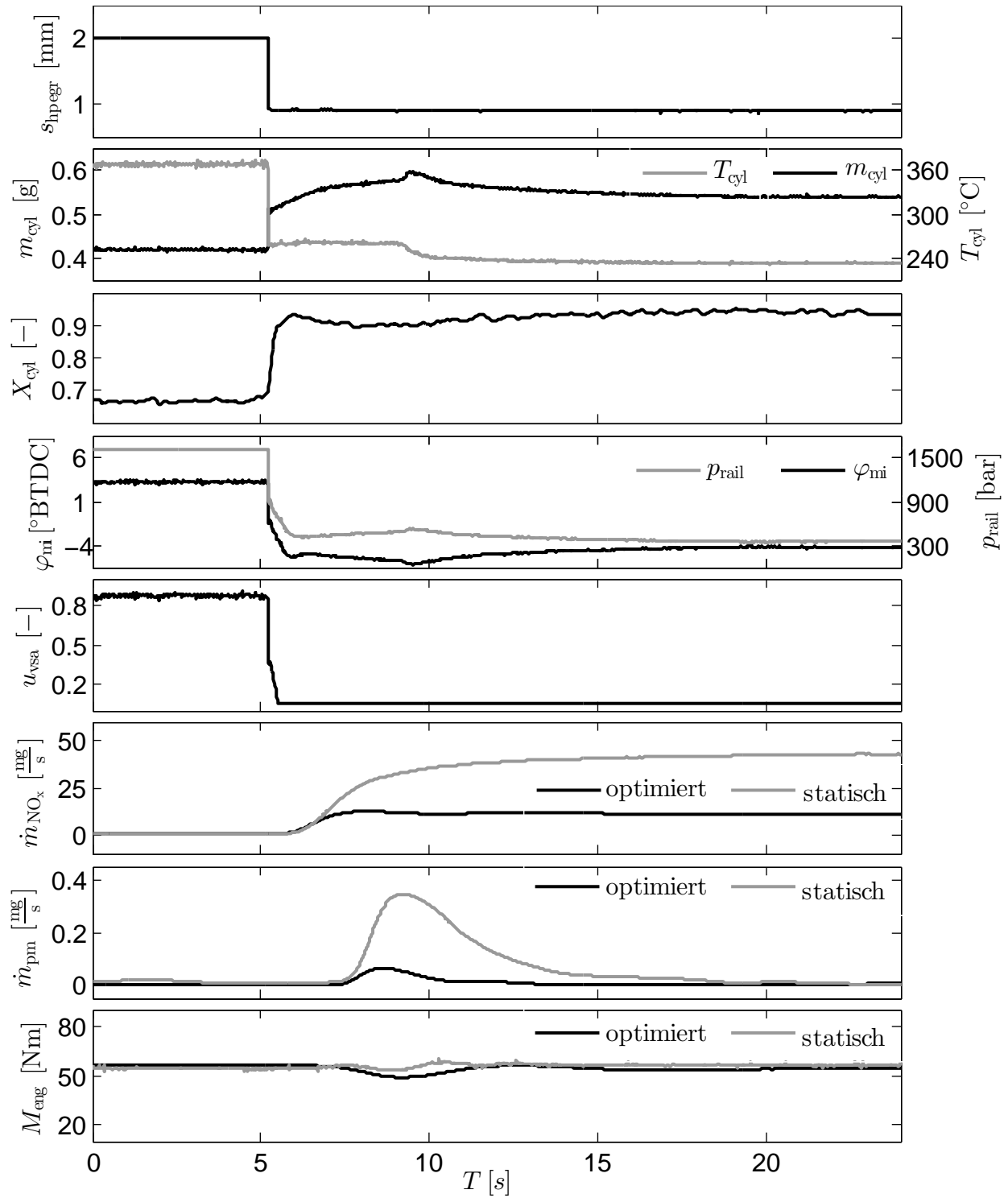


Bild 3.14: Vergleich von gaszustandsspezifischer und stationärer Verbrennungssteuerung für eine sprungförmige Verstellung von s_{hpegr} : Durch die gaszustandsspezifische Steuerung werden ein deutlich geringeres NO_x-Emissionsniveau und die Eliminierung der Ruß-Emissionsspitze erreicht.

auf 300 bar abgesenkt und der Haupteinspritzwinkel auf 4° nach OT verstellt. Durch die strahlgeführte Diffusionsverbrennung kann die Wärmefreisetzung gesteuert werden und im Vergleich zur Seriensteuerung eine deutliche Reduktion der NO_x -Emissionen erzielt werden.

Mit einem relativen Sauerstoffanteil von $X_{\text{cyl}} = 0,68$ und einem Abgaslambda von $\lambda_3 = 1,04$ befindet sich die Verbrennung an ihrer Rußgrenze und führt im Serienbetrieb bei dynamischer Anregung der Verbrennungsluft zu einem deutlichen Rußstoß. Die gaszustandsspezifische Steuerung kann hingegen durch ein Schließen der Drallklappen den Rußstoß vollständig verhindern.

3.4.2 Optimale Verbrennungssteuerung im dynamischen Motorbetrieb

Um die optimale Verbrennungssteuerung unter dynamischen Realfahrtbedingungen zu testen, wurden die Drehzahl- und Drehmomenttrajektorien eines Schaltvorgangs bei der Fahrzeugbeschleunigen mit einem Fahrdynamikmodell simuliert. Die resultierende Motorbetriebspunktrajektorie wurde am Motorenprüfstand für den direkten Vergleich zunächst im Serienbetrieb und darauf folgend mit aktiver gaszustandsspezifischer Verbrennungssteuerung abgefahren. Das Ergebnis beider Messungen ist in Bild 3.15 dargestellt.

Im oberen Graphen ist die Motordrehzahl und -last dargestellt. Beim Betätigen der Kupplung, bei $T \approx 2 \text{ s}$, fällt die Motordrehzahl kurzfristig auf $n_{\text{eng}} = 1160 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ ab und steigt nach dem Einkuppeln während des Beschleunigungsvorganges von $n_{\text{eng}} = 1400 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ auf $n_{\text{eng}} = 2100 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ an. Die Einspritzmenge ist beim Kuppelvorgang gleich null und erhöht sich beim Beschleunigungsvorgang auf maximale Werte von $q_{\text{inj}} = 26 \text{ mm}^3$.

Im Serienbetrieb ist zu Beginn der Messung das HDAGR-Ventil wegen geringer Last und Drehzahl zunächst offen. Im dritten Graphen ist bei $T \approx 7 \text{ s}$ zu erkennen, dass dies durch die plötzliche Lastanhebung zu einem kurzfristigen Abfall des relativen Sauerstoffanteils auf Werte von $X_{\text{cyl}} = 0,7$ führt. Die Seriensteuerung der Verbrennung kann auf diese Gaszustandsänderung nicht reagieren. Wegen des geringen Raildrucks führt dies bei gegebenem relativem Sauerstoffanteil zu einer unzureichenden Gemischbildung und resultiert in einem starken Rußstoß. Das HDAGR-Ventil schließt im Laufe der folgenden Lastanhebung, und der relative Sauerstoffanteil steigt auf einen Wert von $X_{\text{cyl}} = 0,92$. Der einhergehende geringe Inertgasanteil im Zylinder führt bei $T \approx 11 \text{ s}$ wegen einer erhöhten Wärmefreisetzung im Brennraum zu einem NO_x -Stoß.

Im vorherigen Kapitel wurde analysiert, dass der untersuchte Dieselmotor nur dann mit geringsten NO_x - und Rußemissionen betrieben werden kann, wenn ein relativer Sauerstoffanteil von höchstens $X_{\text{cyl}} = 0,85$ vorliegt. Unterhalb dieses Schwellwertes können die Stellgrößen der Verbrennung für eine optimierte Gemischbildung eingestellt werden, ohne dass dies durch die einhergehende Erhöhung der Verbrennungstemperatur zu übermäßiger NO_x -Bildung führt. Durch das Einregeln eines konstanten relativen Sauerstoffanteils von $X_{\text{cyl}} < 0,85$ ist die theoretische Voraussetzung geschaffen worden, den Motor im dynamischen Betrieb mit minimalen Emissionen betreiben zu können.

Für den Motorbetrieb mit aktivierter gaszustandsspezifischer Verbrennungssteuerung ist unmittelbar zu erkennen, dass die Emissionen von Ruß und NO_x während des gesamten Verlaufs der

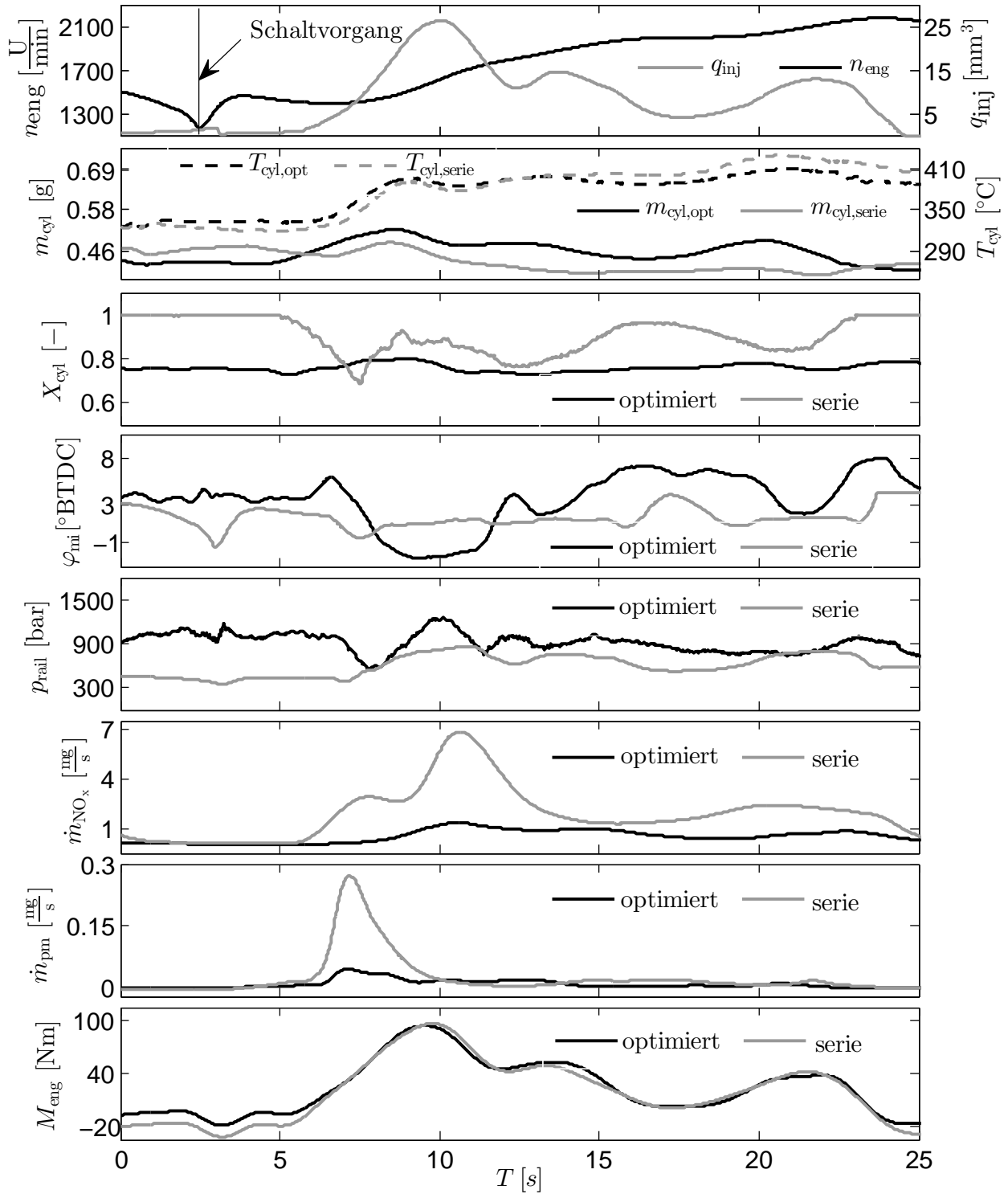


Bild 3.15: Vergleich von gaszustandsspezifischer und konventioneller Verbrennungssteuerung unter Realfahrtbedingungen (Schaltvorgang bei $T = 2,5 \text{ s}$ während eines Beschleunigungsvorganges): Durch die gaszustandsspezifische Steuerung wird auch im hochdynamischen Betrieb ein deutlich geringeres Emissionsniveau und die Eliminierung der Ruß- und NO_x -Emissionsspitzen erreicht.

Beschleunigungsfahrt auf einem konstant niedrigem Niveau verbleiben und die Emissionsspitzen des Serienbetriebes vollständig eliminiert werden können.

Trotz des konstanten relativen Sauerstoffanteils bewegen sich die Stellgrößen der Verbrennung im Vergleich zum Serienbetrieb in einem deutlich größeren Wertebereich. Während sich der Haupteinspritzwinkel im Serienbetrieb in einen Bereich von $\Delta\varphi_{mi} = 5^\circ \text{KW}$ ändert, verstellt die gaszustandsspezifische Steuerung den Haupteinspritzwinkel um bis zu $\Delta\varphi_{mi} = 10^\circ \text{KW}$. Der geringe relative Sauerstoffanteil ermöglicht es, einerseits zur Verringerung der Rußemissionen den Raildruck zu erhöhen und andererseits zur Erhöhung des Drehmomentes den Haupteinspritzwinkel auf früh zu stellen, ohne dabei erhöhte NO_x -Emissionen in Kauf nehmen zu müssen. Durch das Steuern und Regeln der dominanten Zustandsgrößen des Verbrennungsprozesses ist es möglich auch unter hochdynamischen Realfahrten minimalste Emissionen zu erzielen ohne Kompromisse in der Drehmomentbildung eingehen zu können.

Das analysierte Beispiel zeigt, dass die im Stationärbetrieb identifizierten Eigenschaften der Verbrennung ohne Einschränkung auf den dynamischen Motorbetrieb übertragbar sind. Auf Grundlage der vorgestellten Steuerstruktur ist es daher möglich den Transientbetrieb durch eine stationäre Verbrennungsoptimierung nach einem definierten Kriterium zu optimieren.

4 Adaptive, experimentelle Modellstruktur LOCOMOT

Viele Teilprozesse des Verbrennungsmotors sind durch physikalische, chemische oder phänomenologische Gleichungen in ausreichender Güte modellierbar. Einige Teilprozesse können hierbei durch einfache Formulierungen mit wenigen unbekannten Parametern recheneffizient formuliert werden. Andere hoch komplexe physikalische oder chemische Vorgänge können hingegen gar nicht oder nur auf Basis rechenintensiver Gleichungen mit vielen unbekannten Parametern beschrieben werden. Es ist dann oft sinnvoll, experimentelle Modellstrukturen, sogenannte Black-Box-Modelle, zur Abbildung dieser Zustandszusammenhänge zu verwenden. Die Kombination physikalischer und experimenteller Modelle wird semiphysikalische Modellbildung genannt und ermöglicht ein anpassbares Verhältnis von Modellgüte und Recheneffizienz.

Bei der Entwicklung von Steuerungen und Regelungen des Verbrennungsmotors ist die Kalibrierung von experimentellen Modellen ein grundlegender Bestandteil. Während auf modernen RCP-Systemen (Rapid Control Prototyping) Algorithmen unmittelbar am Prüfstand entwickelt und erprobt werden können, benötigt die Kalibrierung von experimentellen Modellen bzw. Kennfeldern noch immer einen aufwendigen, meist iterativen Prozess der Vermessung und Modellbildung. Zur Effizienzsteigerung dieses Prozesses wurde im Rahmen der Arbeit eine adaptive, experimentelle Modellstruktur entwickelt, die es ermöglicht, komplexe Prozesse online in Echtzeit am Motorenprüfstand zu identifizieren. Ihre mathematische Struktur, sowie das zugehörige Parameterschätzverfahren, wird in den ersten Abschnitten dieses Kapitels erläutert. Darauf aufbauend wird die adaptive Modellstruktur an einem Anwendungsbeispiel am Motorenprüfstand validiert.

Bei der Entwicklung der Gaszustandsregelung aus Kapitel 6 stellte sich heraus, dass auch komplexe, physikalisch motivierte Luftpfadmodelle nicht in der Lage sind die stark unterschiedlichen Dynamiken, d.h. die einerseits hochdynamischen Gaseffekte der Hochdruck-AGR und andererseits die großen Totzeiten der Niederdruck-AGR, vollständig abzubilden. Da jedoch der Schwerpunkt bei der Entwicklung des Gaszustandsreglers in der hochdynamischen Regelung des relativen Sauerstoffanteils $X_{\text{cyl}} \text{ lag}$, konnte die Funktionsentwicklung nicht modellbasiert im Büro durchgeführt werden sondern musste unmittelbar am Prüfstand auf dem RCP-System (Rapid Prototyping System) durchgeführt werden.

Während neu entwickelte Reglerstrukturen unmittelbar auf dem *dSPACE*-Echtzeitsystemen implementiert werden konnten, stellte sich der Identifikationsprozess von experimentellen Modellen bzw. Kennfeldern als zeitintensiv heraus. Dieser Prozess erforderte im Allgemeinen eine Vermessung am Prüfstand und eine Datenauswertung mit folgender Modellbildung im Büro. In vielen Fällen erwies sich hierbei der verwendete Messplan oder die gewählten Eingangsgrößen als un-

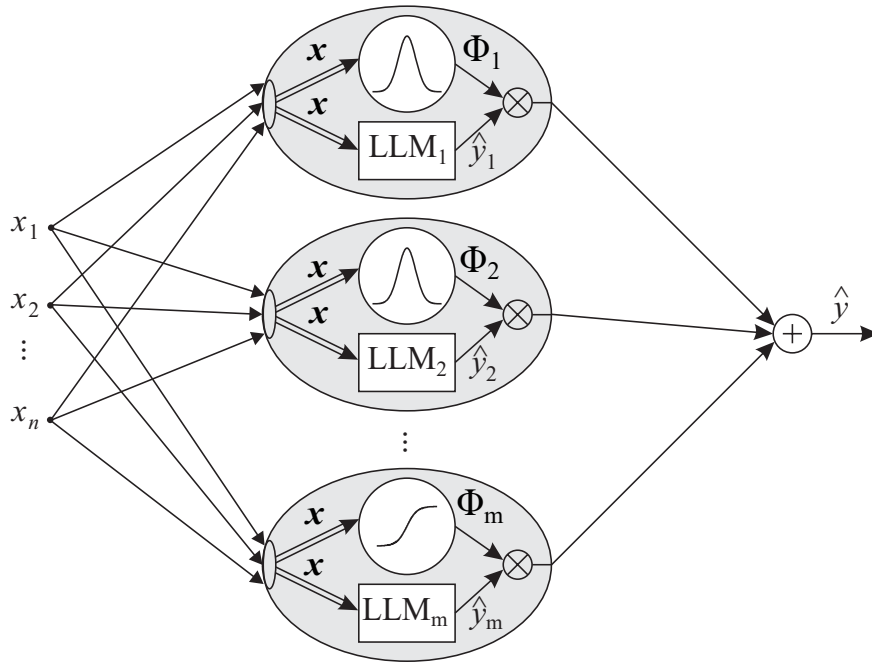


Bild 4.1: LOLIMOT Netzstruktur: Eine Superposition von m gewichteten, lokal linearen Modellen (LLM) zur Abbildung des nichtlinearen Prozesses \hat{y} . Jedes der m , als oval dargestellten Neuronen, besteht aus einem LLM ($\hat{y}_i = f(x)$), das über normierte Gaußfunktionen ($\Phi = f(x)$) in Abhängigkeit des Zustandsvektors x gewichtet wird.

geeignet, womit die Identifikation in der Praxis oft zu einem iterativen Prozess wurde. Um eine Effizienzsteigerung bei der Parametrierung am RCP-System zu erzielen, wurde die adaptive, experimentelle Modellstruktur LOCOMOT entwickelt. LOCOMOT ermöglicht die Abbildung eines beliebigen Ein- und Ausgangsverhaltens und kann Online am Prüfstand trainiert und adaptiert werden.

LOCOMOT steht für *Local Constant Model Tree*. Es ist eine vereinfachte Variante von LOLIMOT (*Local Linear Model Tree*), die zur Möglichkeit des Online-Trainings um einen Parameterschätzer erweitert wurde. Es werden im Folgenden zunächst die Strukturgleichungen von LOLIMOT erläutert und durch entsprechende Vereinfachungen LOCOMOT abgeleitet. In einem weiteren Abschnitt werden die linearen *Kalman-Filter*-Gleichungen zur zustandsabhängigen, lokalen Parameterschätzung angepasst, um sie mit der LOCOMOT-Systemstruktur zu fusionieren. Abschließend wird LOCOMOT in einer semiphysikalischen Modellstruktur zur Schätzung der geförderten Motorgesamtgasmasse online am Prüfstand trainiert und validiert.

4.1 LOCOMOT Modellgleichungen

LOLIMOT ist eine Superposition von gewichteten, lokal linearen Modellen (LLM) zur Abbildung des global nichtlinearen Prozesses y . Die Struktur von LOLIMOT ist in Bild 4.1 dargestellt. Der Netzbaum eines LOLIMOT-Modells besteht aus einer Anzahl von m Neuronen, welche jeweils

aus einem lokal linearen Modell und der zugehörigen Gewichtungsfunktion besteht.

Jedes der lokal linearen Modelle wird durch eine n -dimensionale lineare Gleichung mit n Eingängen $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T$ und $n + 1$ Parametern $\mathbf{w} = [w_0 \ w_1 \ w_2 \ \dots \ w_n]^T$ beschrieben.

$$\hat{y}_i = w_0 + w_1 x_1 + w_2 x_2 + \dots + w_n x_n \quad (4.1)$$

Die m lokal linearen Modelle \hat{y}_i werden mit einer Gültigkeitsfunktion Φ gewichtet und zum global nichtlinearen Schätzwert \hat{y} aufaddiert.

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^m \hat{y}_i \Phi_i = \sum_{i=1}^m (w_{i,0} + w_{i,1} x_1 + w_{i,2} x_2 + \dots + w_{i,n} x_n) \Phi_i \quad (4.2)$$

Die Position eines lokalen Modells im Eingangsraum ist durch die Zentrumskoordinate $\mathbf{c}_i = [c_{i,1} \ c_{i,2} \ \dots \ c_{i,n}]^T$ definiert. Der Anteil, den ein lokal lineares Modell \hat{y}_i am Ort \mathbf{x} zum Gesamtmodell \hat{y} beiträgt, wird über multidimensionale Gaußfunktionen beschrieben und ist damit nicht-linear abhängig vom Abstand $\mathbf{x} - \mathbf{c}_i$. Diese sogenannten Zugehörigkeitsfunktionen sind für den mehrdimensionalen Fall wie folgt definiert.

$$\mu_i(\mathbf{x}, \sigma_i, \mathbf{c}_i) = e^{\left(-\frac{1}{2} \left(\frac{(x_1 - c_{i,1})^2}{\sigma_{i,1}^2} + \frac{(x_2 - c_{i,2})^2}{\sigma_{i,2}^2} + \dots + \frac{(x_n - c_{i,n})^2}{\sigma_{i,n}^2} \right)\right)} \quad (4.3)$$

Die Parameter $\sigma_i = [\sigma_{i,1} \ \sigma_{i,2} \ \dots \ \sigma_{i,n}]^T$ sind die Standardabweichungen der Gaußfunktionen und beschreiben die räumliche Ausdehnung der Glocke in den entsprechenden Dimensionen des Eingangsraumes. Da sich die Gaußglocken überlappen, werden sie zur Formulierung einer Gewichtungsfunktion jeweils auf die Summe aller Zugehörigkeitsfunktionen normiert.

$$\Phi_i(\mathbf{x}, \sigma_i, \mathbf{c}_i) = \frac{\mu_i(\mathbf{x}, \sigma_i, \mathbf{c}_i)}{\sum_{j=1}^m \mu_j(\mathbf{x}, \sigma_j, \mathbf{c}_j)} \quad (4.4)$$

In einem n -dimensionalen Eingangsraum mit m lokal linearen Modellen existieren für die Kalibrierung daher die $m(n + 1)$ Modellparameter \mathbf{w} , sowie die $2mn$ Strukturparameter \mathbf{c} , σ zur Positionierung und Skalierung der normierten Gaußglocken.

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} w_{1,0} & w_{1,1} & \dots & w_{1,n} \\ w_{2,0} & w_{2,1} & \dots & w_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ w_{m,0} & w_{m,1} & \dots & w_{m,n} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$\mathbf{c} = \begin{bmatrix} c_{1,1} & c_{1,2} & \dots & c_{1,n} \\ c_{2,1} & c_{2,2} & \dots & c_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{m,1} & c_{m,2} & \dots & c_{m,n} \end{bmatrix} \quad \sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{1,1} & \sigma_{1,2} & \dots & \sigma_{1,n} \\ \sigma_{2,1} & \sigma_{2,2} & \dots & \sigma_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sigma_{m,1} & \sigma_{m,2} & \dots & \sigma_{m,n} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

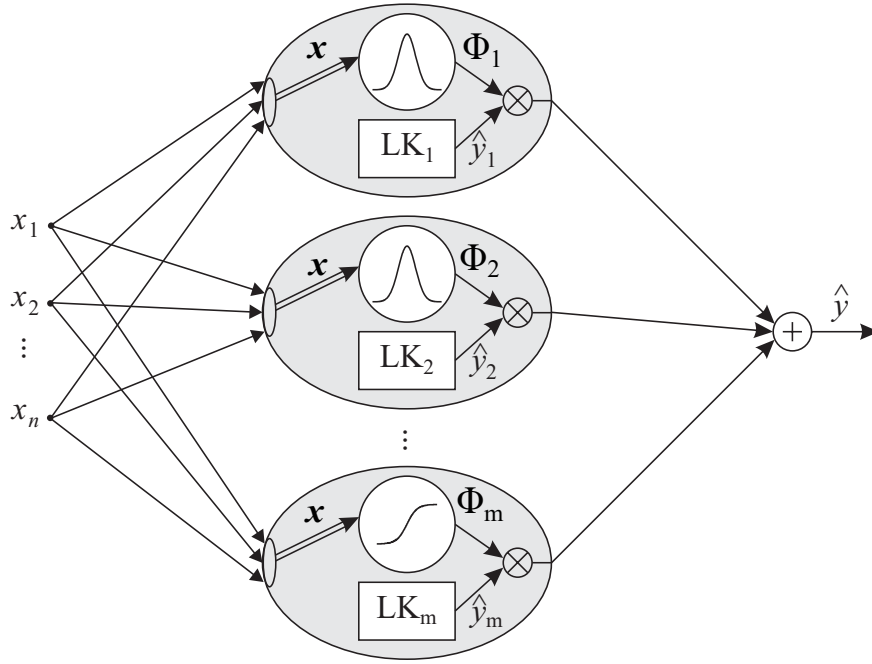


Bild 4.2: LOCOMOT Netzstruktur: Eine Superposition von m gewichteten lokalen Konstanten (LK) zur Abbildung des nichtlinearen Prozesses \hat{y} . Jedes der m als oval dargestellten Neuronen besteht aus einer LK ($\hat{y}_i = w_i$), die über normierte Gaußfunktionen $\Phi = f(\mathbf{x})$ in Abhängigkeit des Zustandsvektors \mathbf{x} gewichtet wird.

Während der Parameteridentifikation werden die Strukturparameter \mathbf{c} und σ über ein iteratives, heuristisches Verfahren bestimmt. In jedem Iterationsschritt der heuristischen Optimierung werden die Modellparameter \mathbf{w} der lokal linearen Modelle mittels der „Methode der kleinsten Fehlerquadrate“ bestimmt.

Für die Ableitung der LOCOMOT-Gleichungen ist kein tiefer gehendes Verständnis des Identifikationsverfahrens notwendig. Es wird daher auf eine detailliertere Erläuterung verzichtet. Für weitere Informationen sei auf [R. Münchhof M. ; I. 2011], [Nelles 2001] verwiesen.

Ziel bei der Entwicklung von LOCOMOT war es die Parameteranzahl von LOLIMOT auf ein Minimum zu reduzieren und die Datenstruktur so anzupassen, dass ein Online-Training mit bekannten Parameterschätzmethoden möglich ist. Hierzu wurden zunächst die lokal linearen Modelle durch lokale Konstanten ersetzt.

$$\hat{y}_i = w_i \quad (4.7)$$

Die lokalen Modelle sind damit unabhängig von Eingangsvektor \mathbf{x} und die Netzstruktur aus Bild 4.1 vereinfacht sich zur Struktur aus Bild 4.2.

Für die lokalen Modelle verringert sich die Anzahl der Parameter von $m(n + 1)$ auf m .

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_m \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Auf Grund der Parameterreduzierung und der einhergehenden Verringerung des Rechenaufwands kann auf eine optimierte, heuristische Platzierung der Zentrumskoordinaten \mathbf{c} verzichtet werden. Es wird alternativ von einer vorgegebenen Modellanzahl pro Eingangsdimension $\mathbf{l} = [l_1 \ l_2 \ \dots \ l_m]^T$ ausgegangen, die gleichverteilt im Eingangsraum platziert werden.

Zur formellen Bestimmung der Zentrumskoordinaten werden zunächst die Grenzen des Eingangsraums \mathbf{x}_{\min} , \mathbf{x}_{\max} definiert:

$$\mathbb{D} = \{\mathbf{x} \in \mathbb{R} \mid \mathbf{x}_{\min} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_{\max}\} \quad (4.9)$$

Durch die Gleichverteilung der Modelle im Eingangsraum haben die Zentren der Gaussfunktionen in jeder Dimension einen gleichen Abstand $\Delta \mathbf{c} = [\Delta c_1 \ \Delta c_2 \ \dots \ \Delta c_m]^T$ voneinander.

$$\Delta \mathbf{c} = \left[\frac{x_{1,\max} - x_{1,\min}}{l_1 - 1} \ \frac{x_{2,\max} - x_{2,\min}}{l_2 - 1} \ \dots \ \frac{x_{n,\max} - x_{n,\min}}{l_n - 1} \right]^T \quad (4.10)$$

Definiert man zusätzlich einen Zähl-Index der Gaussfunktionen für jede Dimension im Eingangsraum $\mathbf{j} = [j_1 \ j_2 \ \dots \ j_m]^T$,

$$\mathbb{D} = \{\mathbf{j} \in \mathbb{N} \mid 1 \leq \mathbf{j} \leq \mathbf{l}\} \quad (4.11)$$

können die Zentrumskoordinaten durch folgende Gleichung beschrieben werden:

$$\mathbf{c}_i = [x_{1,\min} + \Delta c_1 (j_1 - 1) \ x_{2,\min} + \Delta c_2 (j_2 - 1) \ \dots \ x_{n,\min} + \Delta c_m (j_m - 1)]^T \quad (4.12)$$

Für einen zweidimensionalen Prozess mit dem Eingangsvektor $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2]^T$ und jeweils drei Modellen pro Dimension ($l_1 = 3$, $l_2 = 3$) ergeben sich beispielsweise die rechts oben in Bild 4.3 gezeigten Gültigkeitsfunktionen Φ_i .

Analog zu Gleichung 4.2 werden diese mit den lokalen Konstanten w_i multipliziert und zum Schätzwert des nichtlinearen Prozesses \hat{y} aufsummiert

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^m \hat{y}_i \Phi_i(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m w_i \Phi_i(\mathbf{x}). \quad (4.13)$$

Wie unten links in Bild 4.3 dargestellt, kann hierbei der Term $w_i \Phi_i$ als eine Skalierung der Gültigkeitsfunktionen interpretiert werden. Durch ihre Superposition ergibt sich schließlich das Modell des nichtlinearen Prozesses (vgl. unten rechts in Bild 4.3).

Die Standardabweichungen σ ist ein Maß für die absolute Überlappung der Gültigkeitsfunktionen. Wegen der Gleichverteilung der Modelle im Eingangsraum können die Standardabweichungen der Dimensionen bei allen Modellen gleich gewählt werden. Die Matrix der Standardabweichungen aus Gleichung 4.5 vereinfacht sich damit zu:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{1,1} & \sigma_{1,2} & \dots & \sigma_{1,n} \\ \sigma_{2,1} & \sigma_{2,2} & \dots & \sigma_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sigma_{m,1} & \sigma_{m,2} & \dots & \sigma_{m,n} \end{bmatrix} = [\ \sigma_1 \ \sigma_2 \ \dots \ \sigma_n \] \quad (4.14)$$

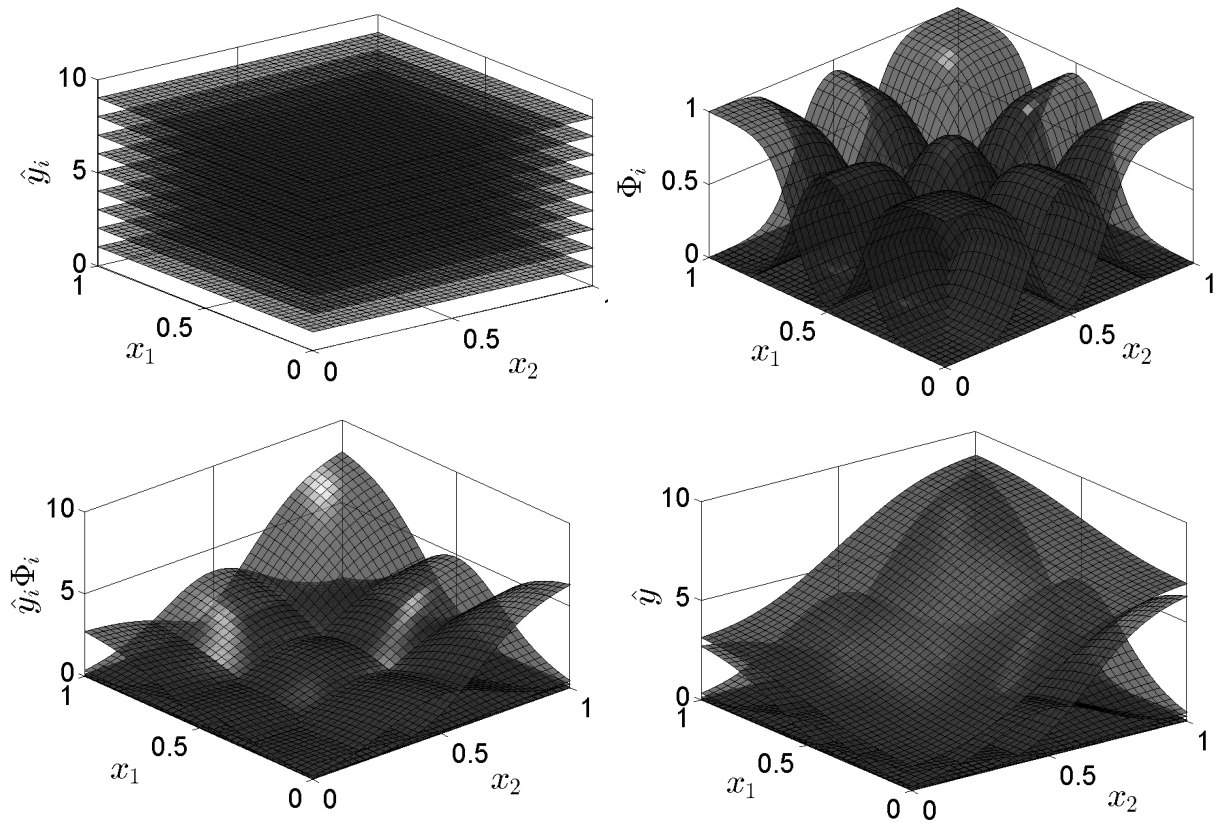


Bild 4.3: *links oben:* Die lokalen Modelle \hat{y}_i bilden Ebenen ohne Steigung. *rechts oben:* Die Zugehörigkeitsfunktionen Φ_i sind über jeder Eingangsdimension x_i gleichverteilt positioniert. *links unten:* Jede Ebene \hat{y}_i skaliert ihre Zugehörigkeitsfunktion Φ . *rechts unten:* Die Summe aller skalierten Zugehörigkeitsfunktionen ergibt das Modell des globalen, nichtlinearen Prozesses $\hat{y}(\mathbf{x})$

Zusätzlich wird angenommen, dass sich die Gaußfunktionen in allen Dimensionen im gleichen relativem Maße überlappen. Es ist so möglich eine normierte Standardabweichung σ_n zu definieren. Durch die Multiplikation der Zentrenabstände $\Delta \mathbf{c}$ mit der normierten Standardabweichung σ_n ergeben sich die entsprechenden Absolutwerte σ der Zugehörigkeitsfunktionen.

$$\boldsymbol{\sigma} = [\sigma_1 \ \sigma_2 \ \dots \ \sigma_n] = \sigma_n \Delta \mathbf{c} \quad (4.15)$$

Ein Wert der normierten Standardabweichung σ_n von 1 bedeutet daher, dass die absoluten Standardabweichungen einer Zugehörigkeitsfunktion bei den Zentren der angrenzenden Zugehörigkeitsfunktionen liegen. Die normierte Standardabweichung ist ein Einstellparameter für die Glättung eines Modells. Ihr Einfluss ist in Bild 4.4 für die Werte $\sigma_n = 0,5$ und $\sigma_n = 0,9$ veranschaulicht.

In der Praxis hat sich ein Wert der normierten Standardabweichung von $\sigma_n \approx 0,75$ als geeignet erwiesen. Als Strukturparameter von LOCOMOT verbleiben die Modellanzahlen pro Dimension I . Diese müssen vom Anwender vordefiniert werden.

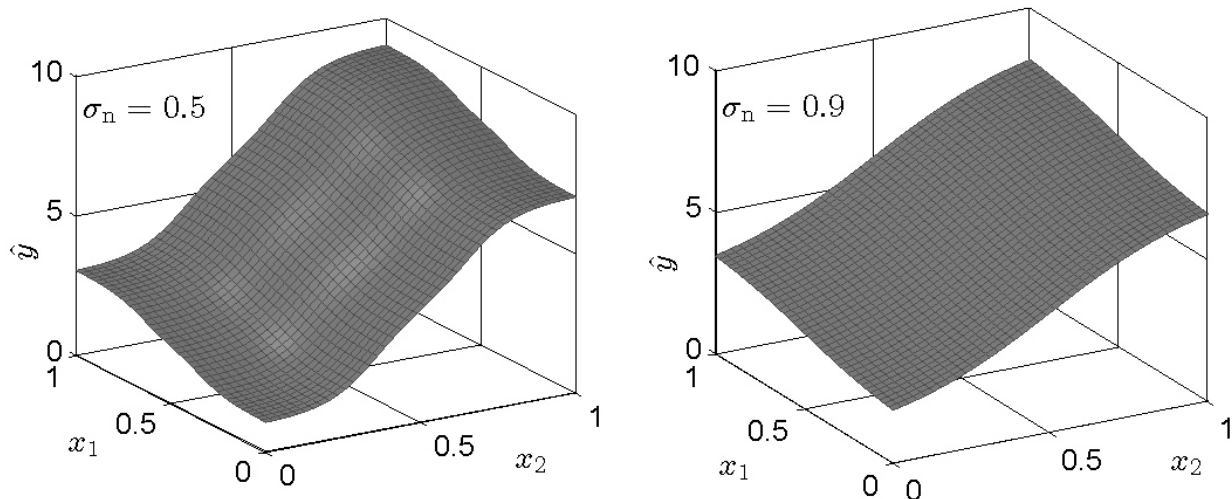


Bild 4.4: Eine globale, normierte Standardabweichung σ_n definiert eine gleiche relative Überlappung der Zugehörigkeitsfunktionen Φ_i . Sie kann als Maßzahl zur Modellglättung interpretiert werden.

4.2 Lokal lineare Parameterschätzung

Für die Systemidentifikation mittels LOCOMOT müssen die Werte der m lokalen Konstanten \mathbf{w} bestimmt werden. Hierzu wird die LOCOMOT Modellstruktur mit einem rekursiven Parameterschätzer fusioniert. Die bekanntesten Vertreter der rekursiven Parameterschätzung sind der *Recursive-Least-Squares*-Algorithmus (RLS) und das Kalman-Filter. Beide Methoden basieren auf der Minimierung eines quadratischen Fehlers und sind zur Parameterschätzung uneingeschränkt anwendbar. Das Kalman-Filter unterscheidet sich jedoch grundsätzlich darin, dass die Systemgleichungen im Zustandsraum formuliert sind und zeitabhängige Zustände geschätzt werden können. Da das Kalman-Filter auf der gleichen grundlegenden mathematischen Theorie basiert, kann er als eine Erweiterung des RLS auf dynamische Systeme betrachtet werden [Sorenson 1970]. Allerdings hat sich auch der RLS-Algorithmus seit seiner Erfindung durch Gauß weiterentwickelt, sodass heute erweiterte Varianten wie beispielsweise der TLS-Algorithmus (Total Least Squares) existieren mit denen ebenfalls Zustandsschätzung dynamischer Systeme möglich sind [Boley 1993], [Petrás 2010].

Im Rahmen dieser Arbeit sollte ein Verfahren zur Parameterschätzung angewendet werden, das grundsätzlich in der Lage ist dynamische Zustände zu schätzen. Auch wenn dies zur Kalibrierung der LOCOMOT-Parameter \mathbf{w} nicht notwendig ist, kann die mathematische Formulierung von Zustandsdynamiken den Identifikationsprozess deutlich verbessern. Ein Beispiel hierfür ist der Kalibriervorgang der volumetrischen Effizienz. Üblicherweise können hierzu nur stationäre oder quasistationäre Messungen herangezogen werden. Im dynamischen Betrieb weichen die gemessenen Gaszustände an den Sensorpositionen von den Zuständen am Einlassventil bzw. Einlassbehälter ab und führen so zu fehlerhaften Trainingsdaten. Werden diese Dynamiken jedoch innerhalb des Zustands- bzw. Parameterschätzers abgebildet, ist eine Kalibrierung auch im dynamischen Betrieb möglich. Dies reduziert nicht nur die Kalibrierzeit, sondern ermöglicht ein Adaptieren der Model-

le unter dynamischen Betriebsbedingungen.

Des Weiteren soll im Rahmen der Parameterschätzung eine Möglichkeit gegeben sein, um Rauscheigenschaften der Sensorik quantitativ berücksichtigen zu können. Besonders bei der Luftmassenschätzung des Luftpfades muss oft auf den Luftmassenmesser zurückgegriffen werden. Auf Grund von gasdynamischen Effekten im Einlassbereich ist sein Nutzsignal jedoch von einem stark betriebspunktabhängigen Rauschen überlagert.

Da es das Kalman-Filter einerseits erlaubt Systemdynamiken auf einfache Weise in der Zustandsraumdarstellung zu formulieren und es andererseits die Möglichkeit bietet das Sensorrauschen unmittelbar über die Kovarianzmatrizen in der Parameteroptimierung zu berücksichtigen, wurde er dem RLS-Algorithmus vorgezogen. Im folgenden Abschnitt werden die Berechnungsvorschriften des Kalman-Filters kurz erläutert und für die Fusionierung mit dem LOCOMOT-Algorithmus angepasst. Für nähere Informationen über die Vor- und Nachteile verschiedener Parameter- und Zustandsschätzverfahren sei beispielsweise auf [R. Münchhof M. ; I. 2011] verwiesen.

Das Kalman-Filter ist ein rekursives Verfahren zur Schätzung eines Zustandsvektors \mathbf{w} . Er greift hierbei auf den Informationsgehalt eines Streckenmodells und einer Messung zurück, deren Güte über stochastische Größen quantifiziert sind. Auf Basis dieser stochastischen Bewertungsmerkmale entscheidet das Filter, durch das Lösen eines quadratischen Optimierungsproblems [Thacker u. a. 2006], mit welchem Maß der aktuelle Messwert auf die Korrektur des geschätzten Zustandsvektors $\hat{\mathbf{w}}$ einwirkt.

Eine Grundlage des Kalman-Filters ist die Formulierung der Systemdynamik im Zustandsraum. Die allgemeine Schreibweise der Zustandsdifferenzengleichung ist:

$$\hat{\mathbf{w}}_k^- = \mathbf{A}\hat{\mathbf{w}}_{k-1} + \mathbf{B}\mathbf{x}_{k-1}. \quad (4.16)$$

Die Zustandsdifferenzengleichung beschreibt den Zustandsvektor des aktuellen Zeitschritts \mathbf{w}_k als eine Funktion des Zustands- und Eingangsvektors $(\mathbf{w}_{k-1}, \mathbf{x}_{k-1})$ des vorangegangenen Zeitschritts. Die Matrizen \mathbf{A} und \mathbf{B} sind hierbei die System- und Eingangsmatrix. Um den Zustandsvektor über die Ausgangsmatrix \mathbf{H} auf den Systemausgang $\hat{\mathbf{y}}_k^-$ abzubilden, wird die Differenzengleichung um eine Ausgangsgleichung ergänzt.

$$\hat{\mathbf{y}}_k^- = \mathbf{H}\hat{\mathbf{w}}_k^-. \quad (4.17)$$

Die Nomenklatur mit hochgestellten $-$ deutet an, dass der Zustandsvektor $\hat{\mathbf{w}}^-$ bzw. Ausgangsgrößenvektor $\hat{\mathbf{y}}^-$ zum Zeitpunkt k nur auf Basis der Systemgleichungen geschätzt wurde. Es handelt sich um einen Zwischenwert der Zustandsschätzung, der noch nicht durch den aktuellen Messvektor \mathbf{y}_k korrigiert wurde.

Bei der Zustandsschätzung ergibt sich nun als grundlegende Problematik die Information des modellierten Zustandsvektors $\hat{\mathbf{w}}_k^-$ mit der Information eines Messvektors \mathbf{y} so zu verrechnen, dass man einen optimalen Schätzwert für den gesuchten Parametervektor \mathbf{w}_k erhält. Hierzu wird zunächst der Ausgangsfehler des Modells über Gleichung 4.17 berechnet $(\mathbf{y}_k - \hat{\mathbf{y}}_k^- = \mathbf{y}_k - \mathbf{H}\hat{\mathbf{w}}_k^-)$. Die sogenannte Messinnovation ist das Ausgangsresiduum und beschreibt den Fehler zwischen den gemessenen \mathbf{y} und prädierten $\hat{\mathbf{y}}^-$ Ausgangsgrößen.

Auf Basis einer wahrscheinlichkeitstheoretischen Betrachtung kann über den Satz von Bayes angenommen werden, dass der korrigierte Schätzvektor $\hat{\mathbf{w}}_k$ eine Linearkombination des prädierten

Ausgangsvektors $\hat{\mathbf{w}}_k^-$ und der gewichteten Messinnovation sein muss [Brown u. a. 2012].

$$\hat{\mathbf{w}}_k = \hat{\mathbf{w}}_k^- + \mathbf{K}(\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}_k^-) \quad (4.18)$$

Das Korrekturmaß durch die Messinnovation wird durch die Kalman-Verstärkung \mathbf{K} quantifiziert. Bisher fehlt jedoch jegliche Informationsgrundlage, um diese zu bedaten. Hierzu werden in den Gleichungen des Zustandsraummodells 4.16 und 4.17 normalverteilte, mittelwertfreie ($\mu = 0$) Rauschterme \mathbf{q} und \mathbf{r} hinzu addiert.

$$\mathbf{q} \sim \mathcal{N}(0, \mathbf{Q}) \quad (4.19a)$$

$$\mathbf{r} \sim \mathcal{N}(0, \mathbf{R}) \quad (4.19b)$$

Hierbei sind \mathbf{Q} und \mathbf{R} die Kovarianzmatrizen des mehrdimensionalen System- und Messrauschens. Sie quantifizieren die zufälligen, nicht erfassbaren bzw. modellierbaren Systembestandteile. Fügt man die Rauschterme \mathbf{q} und \mathbf{r} zur Berücksichtigung der nicht modellierbaren Systembestandteile in die Modellgleichungen 4.16 und 4.17 ein, lässt sich die Systemgleichung des *realen* Systems formulieren:

$$\mathbf{W}_k = \mathbf{A}\mathbf{W}_{k-1} + \mathbf{B}\mathbf{x}_{k-1} + \mathbf{q}_{k-1} \quad (4.20a)$$

$$\mathbf{Y}_k = \mathbf{H}\mathbf{W}_k + \mathbf{r}_{k-1} . \quad (4.20b)$$

Die additiven Rauschterme führen dazu, dass der Zustands- und Ausgangsvektor ebenfalls zu rauschbehafteten, normalverteilten Zufallsvariablen (\mathbf{W} , \mathbf{Y}) werden. Der Schätzwert des rauschbehafteten Zustandsvektors $\hat{\mathbf{W}}$ kann wie folgt formuliert werden.

$$\hat{\mathbf{W}} \sim \mathcal{N}(\hat{\mathbf{w}}, \mathbf{P}) \quad (4.21)$$

Die Fehlerkovarianzmatrix \mathbf{P} quantifiziert hierbei die Unsicherheit des gesuchten Zustands- bzw. Mittelwertvektors $\hat{\mathbf{w}}$. Sie kann durch den Erwartungswert des Schätzfehlers wie folgt berechnet werden.

$$\mathbf{P}_k = E[(\mathbf{W}_k - \hat{\mathbf{w}}_k)(\mathbf{W}_k - \hat{\mathbf{w}}_k)^T] \quad (4.22)$$

Diese Formulierung enthält den quadratischen Schätzfehler des Zustandsvektors. Durch Einsetzen der Gleichungen 4.18 und 4.20a sowie vielen folgenden Rechenschritten ist es möglich, die Gleichung 4.22 nach der Kalman-Verstärkung \mathbf{K} abzuleiten und zu minimieren. Es wird daher die Kalmanverstärkung \mathbf{K} berechnet die zu einem minimalem quadratischen Fehler des Zustandsvektors \mathbf{w} führt:

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_k^- \mathbf{H}^T (\mathbf{H} \mathbf{P}_k^- \mathbf{H}^T + \mathbf{R})^{-1} \quad (4.23)$$

Im entsprechenden Minimum berechnet sich die Kovarianzmatrix zu:

$$\mathbf{P}_k = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{H}) \mathbf{P}_k^- . \quad (4.24)$$

Der hierbei unbekannte Schätzwert der Fehlerkovarianzmatrix \mathbf{P}_k^- basiert auf dem prädierten Zustandsvektor \mathbf{w}_k^- . Da dieser unmittelbar über die Differenzengleichung 4.17 bestimmt werden kann, ist es möglich den Schätzwert der Fehlerkovarianzmatrix \mathbf{P}_k^- ohne vorherige Optimierung zu berechnen.

$$\mathbf{P}_k^- = E[(\mathbf{W}_k - \hat{\mathbf{w}}_k^-)(\mathbf{W}_k - \hat{\mathbf{w}}_k^-)^T] \quad (4.25)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 4.16 und 4.20 ergibt sich nach wenigen Umformungen.

$$\mathbf{P}_k^- = \mathbf{A}\mathbf{P}_{k-1}^-\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} \quad (4.26)$$

Erweitert man die Kalman-Verstärkung mit dem Term $\mathbf{H}_k^{-1}\mathbf{H}_k$, ergibt sich eine Formulierung, die einen intuitiven Zugang zu ihrer Funktionsweise ermöglicht.

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{H}^{-1}\mathbf{H}\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T (\mathbf{H}\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T + \mathbf{R})^{-1} \quad (4.27)$$

Nach Gleichung 4.17 bildet die Ausgangsmatrix \mathbf{H} den Zustandsvektor \mathbf{w} auf den Ausgangsraum ab. Der Term $(\mathbf{H}\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T)$ kann daher als die Unsicherheit des geschätzten Zustandsvektors \mathbf{P}_k^- abgebildet auf den Ausgangsraum \mathbf{Y} betrachtet werden. Der Term $(\mathbf{H}\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T + \mathbf{R})$ ist analog als ein Maß für die Gesamtunsicherheit von Zustands- und Messvektor zu betrachten. Der Quotient aus beiden Termen $(\mathbf{H}_k\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}_k^T) (\mathbf{H}\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T + \mathbf{R})^{-1}$ ist dann als relative Unsicherheit des geschätzten Zustandsvektors zu interpretieren, der mit \mathbf{H}_k^{-1} in den Raum des Zustandsvektors zurück transformiert wird. Für minimales Messrauschen ($\mathbf{R} = 0$) wird dieser Quotient gleich 1 und die Kalman-Verstärkung führt mit $\mathbf{K} = \mathbf{H}_k^{-1}$ zu einer maximalen Gewichtung der Messinnovation. Nach Gleichung 4.17 wird daher die transformierte Messinnovation unmittelbar auf den Zustandsvektor addiert. Existiert hingegen eine geringe Unsicherheit des Zustandsvektors ($\mathbf{P} = 0$), wird die Kalman-Verstärkung null und die Messeinnovation leistet keinen Beitrag zur Zustandsschätzung.

Bei der rekursiven Parameterschätzung mittels Kalman-Filter wird in jedem Abtastschritt zunächst ein Prädiktionswert für den aktuellen Zustandsvektor und die Fehlerkovarianzmatrix nach den Gleichungen 4.16 und 4.26 berechnet.

$$\hat{\mathbf{w}}_k^- = \mathbf{A}\hat{\mathbf{w}}_{k-1} + \mathbf{B}\mathbf{x}_{k-1} \quad (4.28a)$$

$$\mathbf{P}_k^- = \mathbf{A}\mathbf{P}_{k-1}^-\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} \quad (4.28b)$$

Diese werden im gleichen Iterationsschritt verwendet, um über die geschätzte optimale Kalman-Verstärkung (Gleichung 4.23) den aktuellen Schätzvektor über Gleichung 4.18 und die aktuelle Fehlerkovarianzmatrix über Gleichung 4.24 zu berechnen.

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T (\mathbf{H}\mathbf{P}_k^-\mathbf{H}^T + \mathbf{R})^{-1} \quad (4.29a)$$

$$\hat{\mathbf{w}}_k = \hat{\mathbf{w}}_k^- + \mathbf{K}(\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}_k^-) \quad (4.29b)$$

$$\mathbf{P}_k = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k\mathbf{H})\mathbf{P}_k^- \quad (4.29c)$$

Für eine detaillierte Herleitung der oben aufgeführten Gleichungen sei auf [Kalman 1960], [Thacker u. a. 2006], [Brown u. a. 2012] verwiesen.

Die lokalen Modelle der LOCOMOT-Struktur sind nach Gleichung 4.7 stationär. Sie weisen daher keine Dynamik auf und führen dazu, dass die Systemmatrix zur Einheitsmatrix $\mathbf{A} = \mathbf{I}$ wird. Ferner existiert wegen der lokal konstanten Modelle kein Eingangsvektor \mathbf{x}_{k-1} . Die Zustandsdifferentialgleichung 4.16 vereinfacht sich für die Parameterschätzung mit LOCOMOT zu:

$$\hat{\mathbf{w}}_k^- = \hat{\mathbf{w}}_{k-1} . \quad (4.30)$$

Hierbei entspricht der Parametervektor den lokalen Modellkonstanten aus Gleichung 4.8. Die Zugehörigkeitsfunktionen Φ_i aus Gleichung 4.3 werden zur Ausgangsmatrix \mathbf{H} umgeschrieben und ergeben die zustandsabhängige Ausgangsgleichung:

$$\hat{\mathbf{y}}_k^- = \mathbf{H}(\mathbf{x}_k) \hat{\mathbf{w}}_k = [\Phi_1(\mathbf{x}_k) \Phi_2(\mathbf{x}_k) \cdots \Phi_m(\mathbf{x}_k)] [\hat{w}_1 \hat{w}_2 \cdots \hat{w}_m]^T. \quad (4.31)$$

Für die Zustandsschätzung bedeutet dies, dass sich die Beobachtbarkeit der Parameter in Abhängigkeit des Eingangsvektors \mathbf{x} ändert und nur solche Parameter durch Gleichung 4.29b geschätzt werden können, die durch die Zugehörigkeitsfunktion aktiviert sind. Über den Abstandes zwischen dem aktuellem Zustand und den Zentrumskoordinaten $(\mathbf{x} - \mathbf{c}_i)$ definieren die Zugehörigkeitsfunktionen daher während des Trainings das Maß der Beobachtbarkeit der lokalen konstanten \mathbf{w} . Weitere Informationen und Anwendungsbeispiele sind in [Casper 2015], [Zydek, Casper und Isermann 2015], [Isermann und Zydek 2015], [Zydek, Casper, Isermann und Weber 2016] zu finden.

4.3 Anwendungsbeispiel: Semiphysikalische Modellbildung des Gasmassenstroms \dot{m}_{eng}

Als Anwendungsbeispiel soll LOCOMOT verwendet werden, um ein einfaches semiphysikalisches Modell des Gasmassenstroms \dot{m}_{eng} online am Motorenprüfstand zu kalibrieren. Dieser ist im Folgenden definiert als die Anzahl an Zylinderfüllungen m_{cyl} , die pro Zeiteinheit durch die Summe aller Zylinder gefördert werden. Mit der Motordrehzahl n_{eng} , in der Einheit $1/\text{min}$, ergibt sich für einen 4-Zylinder, 4-Taktmotor:

$$\dot{m}_{\text{eng}} = \frac{n_{\text{eng}}}{30} m_{\text{cyl}} \quad (4.32)$$

Es wird angenommen, dass der Druck p_{2i} und die Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter gemessen werden können. Über das ideale Gasgesetz in der intensiven Form ergibt sich mit der spezifischen Gaskonstante R_s die Gasdichte im Einlassbehälter.

$$\rho_{2i} = \frac{p_{2i}}{T_{2i} R_s} \quad (4.33)$$

Nimmt man an, dass am unteren Totpunkt des Ansaugtaktes bei geschlossenen Ventilen im Zylinder die Gasdichte ρ_{2i} vorliegt und während des Arbeitsspiels kein Blowby auftritt, ergibt sich für einen 4-Zylinder, 4-Taktmotor der theoretische Gasmassenstrom $\dot{m}_{\text{eng,t}}$ zu:

$$\dot{m}_{\text{eng,t}} = \frac{V_d \rho_{2i} n_{\text{eng}}}{30} \quad (4.34)$$

Hierbei ist V_d das Hubvolumen eines Zylinders und n_{eng} die Motordrehzahl in $\frac{\text{U}}{\text{min}}$.

In der Realität führen beispielsweise Gasdynamiken, Verluste beim Einstromvorgang, Leckage an den Kolbenringen oder die Ventilsteuerzeiten zu realen geförderten Gasmassenströmen \dot{m}_{eng} , die

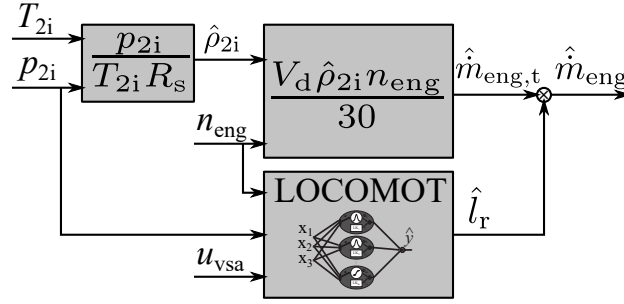


Bild 4.5: Semiphysikalische Modellstruktur: Das physikalische Modell berechnet über die Dichte im Einlassbehälter $\hat{\rho}_{2i}$ die theoretische Fördermasse der Zylinder $\hat{m}_{eng,t}$. LOCOMOT berechnet als paralleles, experimentelles Modell die relative Füllung \hat{l}_r . Das Produkt aus physikalischem und experimentellem Modell ergibt den Gasmassenstrom \hat{m}_{eng} .

vom theoretischen $\dot{m}_{eng,t}$ abweichen. Das Verhältnis aus realem und theoretischem Gasmassenstrom wird als relative Füllung l_r definiert.

$$l_r = \frac{\dot{m}_{eng}}{\dot{m}_{eng,t}} \quad (4.35)$$

Da die zugrundeliegenden Effekte der relativen Füllung vielfältig und komplex sind, werden sie im Folgenden durch die adaptive Modellstruktur LOCOMOT experimentell modelliert. Es wird angenommen, dass die relative Füllung von drei dominanten Zustandsgrößen abhängig ist. Diese sind die Motordrehzahl n_{eng} , der Druck im Einlassbehälter p_{2i} sowie die Position der Drallklappen u_{vsa} . Es ergibt sich die in Bild 4.5 dargestellte semiphysikalische Modellstruktur.

Für das Modelltraining wird das physikalische Modell nach der relativen Füllung l_r aufgelöst, sodass diese im stationären bzw. quasistationären Betrieb durch den Messwert des Luftmassenmessers $\dot{m}_{mfs} = \dot{m}_{end}$ berechnet werden kann. Durch das Einsetzen von Gleichung 4.33 und 4.35 in Gleichung 4.35 ergibt sich die relative Füllung zu:

$$\hat{l}_r = \frac{\dot{m}_{eng}}{\dot{m}_{eng,t}} = \frac{30 R_s T_{2i} \dot{m}_{mfs}}{V_d p_{2i} n_{eng}}. \quad (4.36)$$

Dieser Modellwert der relativen Füllung wird dem LOCOMOT-Modell als skalare Messgröße übergeben, sodass in Gleichung 4.29b gilt:

$$\mathbf{y} = y = \hat{l}_r \quad (4.37)$$

Die Eingangsgrößen des LOCOMOT-Modells bilden entsprechend den Eingangsvektor \mathbf{x} . Dieser bestimmt nach der Zugehörigkeitsfunktion Φ_i (vgl. Gleichung 4.4) die Gewichtungsfaktoren der lokalen Konstanten und definiert damit über die Ausgangsgleichung von LOCOMOT (vgl. Gleichung 4.31) den beobachtbaren Bereich des Modells.

$$\mathbf{x} = [p_{2i} \ n_{eng} \ u_{vsa}]^T \quad (4.38)$$

In Bild 4.6 sind die Zustandsgrößen des Eingangsvektors \mathbf{x} für das Online-Training am Motorenprüfstand dargestellt. Der Eingangsraum wurde hierbei über einen Zeitraum von 461 Sekunden

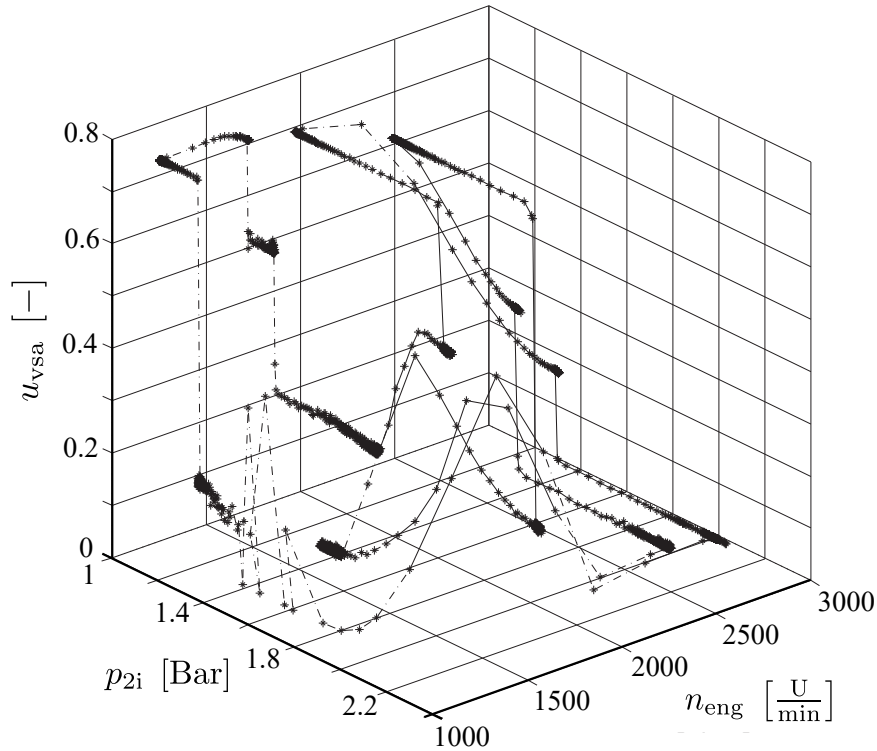


Bild 4.6: Online-Training von LOCOMOT: Trajektorie des Eingangsgrößenvektors $\mathbf{x} = [p_{2i} \ n_{\text{eng}} \ u_{\text{vsa}}]^T$ während der Identifikation der relativen Füllung l_r durch LOCOMOT.

zufällig durchfahren. Es lag daher kein optimierter Vermessungsplan vor. Die Startwerte des Parametervektors \mathbf{w}_0 wurden zu Null gewählt.

Da das Modell von l_r während des Motorbetriebes online auf dem Echtzeitsystem angelernt wird, kann es unmittelbar ohne jegliche Offline-Optimierung zur Validierung als virtueller Luftmassenmesser nach Bild 4.5 eingesetzt werden. Das Ergebnis der Modellvalidierung ist in Bild 4.7 dargestellt. In den unteren drei Graphen sind die Eingangsgrößen des experimentellen LOCOMOT-Modells gezeigt. Bei dem Vergleich der drei Eingangszustände mit den Werteverläufen aus Bild 4.6 ist ersichtlich, dass während der Validierung der vollständige Trainingsbereich durchfahren wurde. Der Ausgang des LOCOMOT-Modells l_r ist im dritten Graphen zu erkennen. Der „gemessene“ Wert \hat{l}_r , der über Gleichung 4.36 berechnet wird, hat eine sehr gute Übereinstimmung mit dem geschätzten Wert \hat{l}_r des LOCOMOT-Modells. Der normierte mittlere quadratische Fehler (NRMSE - *Normalized Root Mean Square Error*) beträgt $NRMSE = 0,0001$.

Im zweiten Graphen von Bild 4.7 ist der Ausgang des physikalischen Modells $\hat{m}_{\text{eng},t}$ dargestellt. Nach dem Strukturbild 4.5 ergibt dieser Wert, multipliziert mit der geschätzten relativen Füllung \hat{l}_r des LOCOMOT-Modells, schließlich die Ausgangsgröße des semiphysikalischen Gesamtmodells \hat{m}_{eng} . Im obersten Graphen ist zu erkennen, dass auch dieser Schätzwert mit dem Sensorwert des Luftmassenmessers sehr gut übereinstimmt. Der normierte mittlere quadratische Fehler des Luftmassenstrommodells beträgt $NRMSE = 0,00029$.

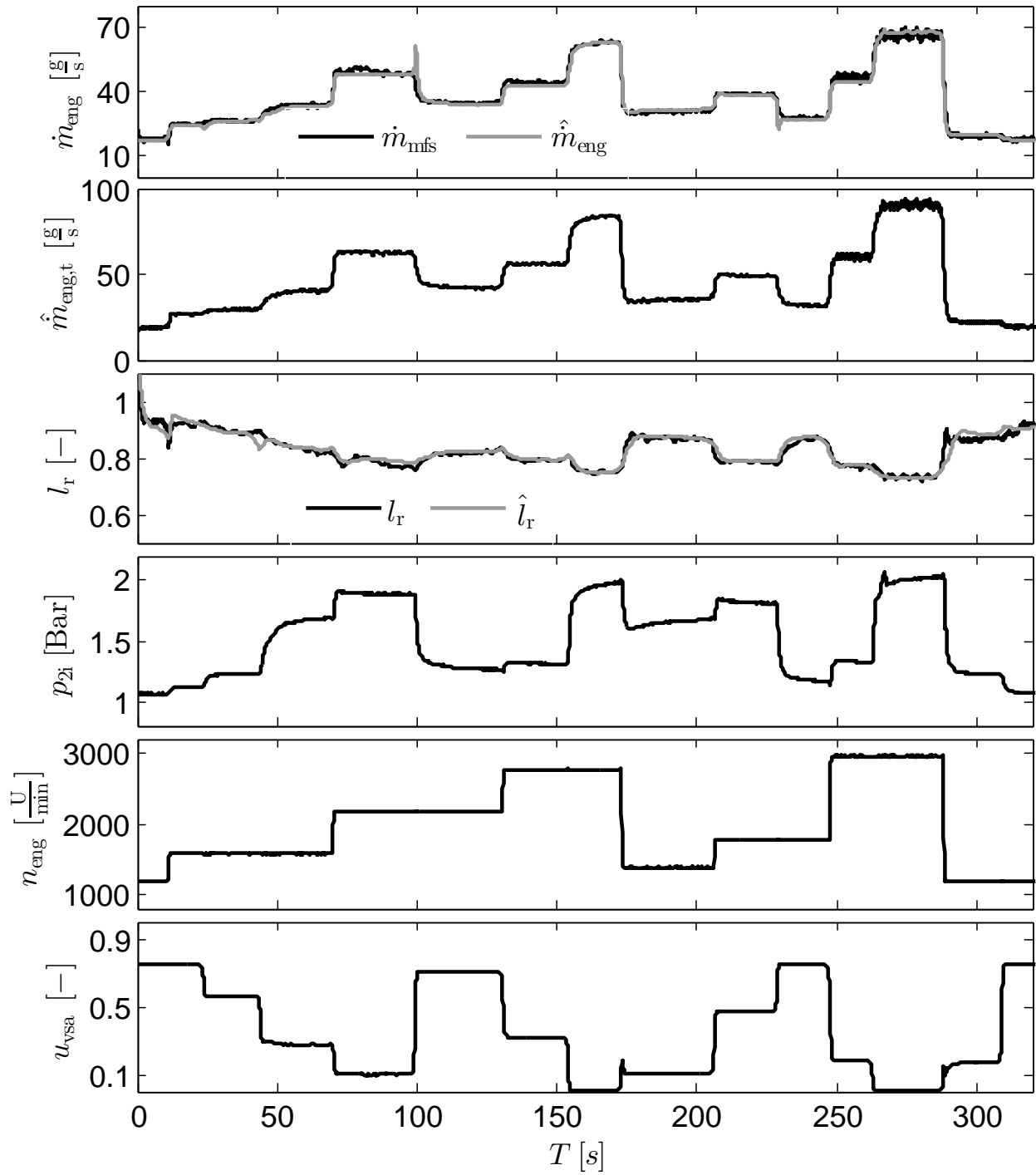


Bild 4.7: Validierung des semiphysikalischen Modells des Gasmassenstroms \dot{m}_{eng} . Der geschätzte Gasmassenstrom $\hat{\dot{m}}_{\text{eng}}$ ist das Produkt der physikalisch modellierten theoretischen Fördermasse $\hat{\dot{m}}_{\text{eng,t}}$ und der experimentell modellierten relativen Füllung \hat{l}_r . Der normierte quadratische Fehler des Gesamtmodells beträgt $\text{NRMSE} = 0,00029$.

Das Beispiel der Luftmassenstromschätzung zeigt, dass mit dem adaptiven, experimentellen Modell LOCOMOT in kurzer Zeit voll einsatzfähige Modelle mit hoher Güte generiert werden können. LOCOMOT trägt nicht nur zur Effizienzsteigerung der Motorkalibrierung bei, sondern wurde zum elementaren Software-Tool bei der Funktionsentwicklung am Motorenprüfstand. Kennlinien von Drosselklappen und AGR-Ventilen können beispielsweise in ca. 20 Sekunden angelernt werden. Ferner bietet LOCOMOT die Möglichkeit, die experimentellen Modelle im Fahrbetrieb zu adaptieren. So ist es beispielsweise beim Hochdruck-AGR-Ventil möglich, die Systemänderungen durch Rußablagerungen und Leckage online zu identifizieren. Voraussetzung hierfür ist, dass die zu korrigierende Zustandsgröße mindestens kurzfristig beobachtbar bzw. messbar ist.

Weitere Beispiele zur experimentellen Modellbildung mittels LOCOMOT sind in dem Kapitel 6 zu finden.

5 Modellierung des Gaszustandes im Zylinder

Die Zustände $\zeta = [m_{\text{cyl}}, T_{\text{cyl}}, X_{\text{cyl}}]^T$ des Verbrennungsgases bilden, nach der neu entwickelten Reglerstruktur aus Bild 2.7 (Seite 23), die Eingangsgrößen der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung und zugleich die Regelgrößen des modellbasierten Gaszustandsreglers. Die zyklussynchrone Modellierung des Gaszustandes im Zylinder ist daher von grundlegender Bedeutung für den optimalen Transientbetrieb des Dieselmotors.

Im Rahmen dieses Kapitels werden zwei semiphysikalische Ansätze zur Gaszustandsmodellierung vorgestellt. Der erste Ansatz benötigt hierzu qualitativ hochwertige Zylinderdruckdaten im Niederdruckbereich des Kompressionstaktes. Zur Erzeugung dieser Messdaten wird im ersten Abschnitt ein neu entwickeltes, physikalisch basiertes Verfahren vorgestellt, mit dem eine zyklussynchrone und zylinderindividuelle Rekonstruktion des absoluten Zylinderdrucks auf Basis von relativen Messdaten piezoelektrischer Zylinderdrucksensoren möglich ist. Aufbauend wird ein semiphysikalischer Ansatz zur Gaszustandsbestimmung abgeleitet, der zur Maximierung des physikalischen Modellanteils neben den Zylinderdruckdaten, zusätzlich auf die messbaren Gaszustände im Einlassbehälter zurückgreift. Das Ziel der Modellstruktur ist, den experimentellen Modellanteil und damit den Kalibrierungsaufwand zu minimieren.

Abschließend wird eine zweite Modellstruktur abgeleitet, die unabhängig von Zylinderdruckmessdaten ist und alternativ auf ein bestehenden Gasmassenmodell (bspw. nach Kapitel 4.3) aufbaut.

Bei der Bestimmung des Gaszustandes im Zylinder müssen zur vollständigen thermodynamischen Beschreibung des Gases mindestens drei der vier Zustände $p_{\text{cyl}}, V_{\text{cyl}}, m_{\text{cyl}}, T_{\text{cyl}}$ bekannt sein, um die verbleibende Gaszustandsgröße über das ideale Gasgesetz in der extensiven Form bestimmen zu können.

$$p_{\text{cyl}} V_{\text{cyl}} = m_{\text{cyl}} R_s T_{\text{cyl}} \quad (5.1)$$

Bezieht man die Gaszustandsbestimmung zyklussynchron auf einen definierten Kurbelwellenwinkel φ_{ref} , kann das Zylindervolumen V_{cyl} über die geometrischen Größen des Kurbeltriebes und des Brennraumes berechnet werden. Wie später im Detail erläutert wird, hat sich in der Praxis hierfür ein Winkel von $\varphi_{\text{ref}} = 50^\circ \text{v.OT}$ als geeignet erwiesen. Der zyklussynchrone Referenzpunkt der Gaszustandsbestimmung ist in Bild 5.1 visualisiert.

Darüber hinaus wird zunächst davon ausgegangen, dass der Motor über piezoelektrische Drucksensoren verfügt und daher im Referenzpunkt φ_{ref} ein entsprechender Messwert des Zylinderdrucks zur Verfügung steht. Da piezoelektrische Drucksensoren relativ messende Sensoren sind, können sie auf Grund von statischen Offsetfehlern oder thermisch induzierten Sensordrifts nur bedingt zur Gaszustandsschätzung im Niederdruckbereich eingesetzt werden. Um den absoluten Druck im Zylinder mit hoher Güte zu rekonstruieren, wird im folgenden Abschnitt ein neu entwi-

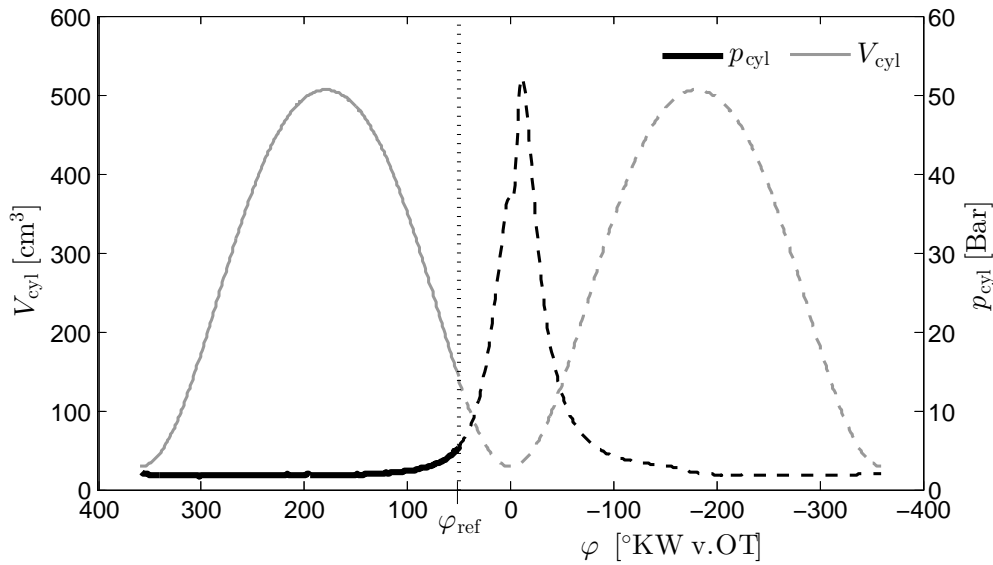


Bild 5.1: Im Referenzpunkt bei 50 °v.OT erfolgt die zyklussynchrone Bestimmung des Gaszustandsvektors $\zeta = [m_{cyl}, T_{cyl}, X_{cyl}]^T$

ckelter, ausschließlich physikalisch basierter Ansatz zur zyklussynchronen Zylinderdruckkorrektur vorgestellt.

Zusammen mit dem Zylindervolumen sind damit 2 der 4 unbekannten Gaszustandsgrößen bekannt. Die verbleibenden Gaszustandsgrößen (m_{cyl} , T_{cyl}) werden schließlich im zweiten und dritten Abschnitt des Kapitels über semiphysikalische Modelle berechnet.

5.1 Messdatenkorrektur von piezoelektrischen Zylinderdrucksensoren

Piezoelektrische Kristalle erzeugen unter Druck, durch das Ausrichten mikroskopischer Dipole, Ladungen an ihrer Oberfläche, die proportional zur einwirkenden Kraft sind. Bei Zylinderdrucksensoren nach dem piezoelektrischen Effekt werden diese über einen Ladungsverstärker in eine elektrische Spannung umgewandelt [Manz 2016]. Fließt die Oberflächenladung bei einer Druckmessung durch beispielsweise die Messtechnik ab, hat dies einen entsprechenden Messfehler zur Folge. Piezoelektrische Zylinderdrucksensoren sind daher relativdruckmessende Sensoren zur dynamischen Druckerfassung [KISTLER 2010]. Der Sensorwert p_{meas} ist ein offsetbehafteter Messwert des realen Zylinderdrucks p_{cyl} .

$$p_{cyl} = p_{meas} + \Delta p_{stat} \quad (5.2)$$

Zur Kompensation des statischen Fehlers Δp_{stat} existieren eine Vielzahl von Methoden.

In der Prüfstandpraxis ist es beispielsweise üblich, den Zylinderdrucksensorwert mit einem absolut messenden Drucksensor im Einlass- oder Abgaskrümmen abzugleichen. Eine ebenfalls oft

angewandte thermodynamische Methodik zur Offsetkompensation wurde in [Hohenberg und Killmann 1982] vorgeschlagen. Hohenberg nimmt an, dass während des Kompressionstaktes eine polytrope Zustandsänderung vorliegt. Der Zustandsübergang eines idealen Gases zwischen zwei beliebigen Zuständen „1“ und „2“ kann unter dieser Voraussetzung über die Poissonsche Relation berechnet werden.

$$\frac{p_{\text{cyl},2}}{p_{\text{cyl},1}} = \left(\frac{V_{\text{cyl},1}}{V_{\text{cyl},2}} \right)^n \quad (5.3)$$

Hierbei ist n der Polytropenexponent. Setzt man Gleichung 5.2 in Gleichung 5.3 ein und löst nach Δp_{stat} auf, lässt sich der statische Offsetfehler durch die relativen Zylinderdrücke p_{meas} im Zustand „1“ und „2“ berechnen.

$$\Delta p_{\text{stat}} = \frac{\left(\frac{V_{\text{cyl},1}}{V_{\text{cyl},2}} \right)^n p_{\text{meas},1} - p_{\text{meas},2}}{1 - \left(\frac{V_{\text{cyl},1}}{V_{\text{cyl},2}} \right)^n} \quad (5.4)$$

Anstatt die Berechnung lediglich auf zwei Messpunkte des Kompressionstaktes zu stützen, verwendet Gilkey [Gilkey u. a. 1985] eine Messreihe des Zylinderdrucks und bestimmt den Offsetdruck über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

Neben dem rein statischen Offsetfehler ist die thermische Drift des Sensorwertes eine dominante Fehlerquelle bei der Zylinderdruckmessung [KISTLER 2010]. Die thermische Sensordrift entsteht durch eine kurzfristige Verformung der druckaufnehmenden Sensormembran. Man unterscheidet bei der Sensordrift zwischen hochdynamisch und quasistationär einwirkenden Wärmeströmen. Die hochdynamischen Wärmeströme, die durch den Verbrennungsprozess zyklussynchron induziert werden, führen zu einem zyklischen Sensordrift. Bei der mittel- und langfristigen Lastwechseldrift wird das Relativdruckniveau $p_{\text{off}}(t)$ durch motorbetriebspunktabhängige Wärmeströme über eine Vielzahl an Zyklen beeinflusst.

Der Wärmestrom, der während einer Kompressionsphase auf das Gas übergeht, kann über folgende Gleichung berechnet werden [Junglas 2016]:

$$Q_{12} = \frac{n-1,4}{0,4} \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.5)$$

Unabhängig von den gewählten Drücken und Volumina ist das Vorzeichen der Wärme Q_{12} durch den Polytropenexponent n gekennzeichnet. Mit $n = 1,4$ liegt eine adiabate Zustandsänderung vor, und es wird keine Wärme an das Gas übertragen. Bei Polytropenexponenten von $n < 1,4$ ist das Gas heißer als seine Umgebung und gibt demnach Wärme ab. Der Polytropenexponent ist daher eine Kenngröße der Wärme, die bei der Kompression des Gases an die Zylinderwände abgegeben wird.

Die instationären Wärmeströme des Transientbetriebs führen demnach nicht nur zu einer dynamischen Veränderung des Offsetdrucks $p_{\text{off}}(t)$, sondern erfordern für eine genaue Offsetkorrektur nach Gleichung 5.4 die kontinuierliche und genaue Bestimmung des Polytropenexponenten. Die

bisher behandelten Ansätze mit statischem Polytropenexponenten können somit lediglich im stationären Motorbetrieb korrekte Ergebnisse erzielen und sind für den dynamischen Betrieb mit instationären Wärmeströmen nur bedingt geeignet. Der Polytropenexponent wird bei den oben genannten Verfahren als bekannt vorausgesetzt und muss daher zusätzlich identifiziert werden.

In Hart [Hart 1999] wird der Polytropenexponent über ein experimentelles Modell in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur modelliert. Klein [Klein 2009] hingegen wählt einen Kalman-Filter zur Identifikation des Polytropenexponenten. Er verwendet hierbei die Poissonsche Relation 5.3 als Systemgleichung.

Die Modellierung, wie auch die Identifikation des Polytropenexponenten, erfordern bei der Zylinderdruckkorrektur einen zusätzlichen Arbeitsschritt, der im Allgemeinen mit weiterem Kalibrierungsaufwand verbunden ist. Im Folgenden wird die Ableitung einer physikalischen Gleichung zur Echtzeitberechnung des Polytropenexponenten vorgestellt, die eine zyklussynchrone und zylinderindividuelle Rekonstruktion des absoluten Zylinderdrucks ermöglicht.

Die Grundlage bildet auch hier das Poissonsche Gesetz nach Gleichung 5.3. In der allgemeinen Schreibweise ist dieses wie folgt definiert.

$$p_{\text{cyl}} V_{\text{cyl}}^n = \text{konst.} \quad (5.6)$$

Bildet man von dieser Gleichung die Ableitung nach der Zeit, erhält man:

$$\frac{dp_{\text{cyl}}}{dt} V_{\text{cyl}}^n + n p_{\text{cyl}} V_{\text{cyl}}^{n-1} \frac{dV_{\text{cyl}}}{dt} = 0. \quad (5.7)$$

Löst man Gleichung 5.7 nach dem Polytropenexponenten auf, resultiert folgende Beschreibungsgleichung:

$$-n = \frac{\frac{dp_{\text{cyl}}}{p_{\text{cyl}}}}{\frac{dV_{\text{cyl}}}{V_{\text{cyl}}}} \quad (5.8)$$

Diese Gleichung zeigt anschaulich, dass der Polytropenexponent das lineare Verhältnis von relativer Druckänderung zu relativer Volumenänderung ist.

Die Beschreibungsgleichung des Polytropenexponenten 5.8 ist abhängig vom unbekannten Absolutdruck p_{cyl} und verwehrt daher eine Berechnung auf Basis relativer Zylinderdruckmessdaten. Löst man Gleichung 5.8 jedoch nach dem Zylinderdruck auf

$$-n p_{\text{cyl}} = V_{\text{cyl}} \frac{dp_{\text{cyl}}}{dV_{\text{cyl}}} \quad (5.9)$$

und leitet das Ergebnis partiell nach dem Zylindervolumen V_{cyl} ab, erhält man für den Polytropenexponenten schließlich folgenden Formalismus:

$$-n = 1 + V_{\text{cyl}} \frac{d\left(\frac{dp_{\text{cyl}}}{dV_{\text{cyl}}}\right)}{dp_{\text{cyl}}} \quad (5.10)$$

Da die partielle Ableitung des absoluten Druckes gleich der partiellen Ableitung des relativen, gemessenen Druckes ist

$$\frac{dp_{\text{cyl}}}{dV_{\text{cyl}}} = \frac{dp_{\text{meas}}}{dV_{\text{cyl}}} + \frac{d\Delta p_{\text{off}}}{dV_{\text{cyl}}} = \frac{dp_{\text{meas}}}{dV_{\text{cyl}}} \quad (5.11)$$

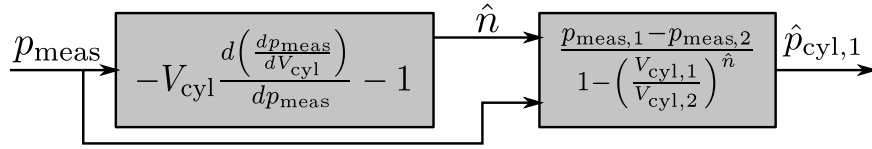


Bild 5.2: Flussdiagramm zur Berechnung des Absolutdruckes $\hat{p}_{\text{cyl},1}$ im dynamischen Motorbetrieb. Der Polytropenexponent \hat{n} wird zur zyklussynchronen und zylinderindividuellen Offsetkorrektur der relativen Zylinderdruckmessdaten berechnet.

kann Gleichung 5.10 unabhängig vom Absolutdruck formuliert werden:

$$-n = 1 + V_{\text{cyl}} \frac{d\left(\frac{dp_{\text{meas}}}{dV_{\text{cyl}}}\right)}{dp_{\text{meas}}} \quad (5.12)$$

Mit Gleichung 5.12 resultiert damit eine physikalische Gleichung zur Berechnung des Polytropenexponenten auf Basis von relativen Zylinderdruckmessdaten.

Die Absolutdrücke bei zwei beliebigen Zylindervolumina $V_{\text{cyl},1}$ und $V_{\text{cyl},2}$ eines Kompressionstaktes lassen sich durch die gemessenen Zylinderdrücke $p_{\text{meas},1}$ und $p_{\text{meas},2}$ sowie durch den Offsetdruck $\Delta p_{\text{off}}(t)$ ausdrücken.

$$p_{\text{cyl},1} = p_{\text{meas},1} + \Delta p_{\text{off}}(t) \quad (5.13a)$$

$$p_{\text{cyl},2} = p_{\text{meas},2} + \Delta p_{\text{off}}(t) \quad (5.13b)$$

Setzt man Gleichungen 5.13 in die Poissonsche Relation 5.3 ein, erhält man Berechnungsvorschriften der Absolutdrücke ($p_{\text{cyl},1}$, $p_{\text{cyl},2}$), die nur von den Relativdrücken und dem Polytropenexponent abhängig sind.

$$\hat{p}_{\text{cyl},1} = \frac{p_{\text{meas},1} - p_{\text{meas},2}}{1 - \left(\frac{V_{\text{cyl},1}}{V_{\text{cyl},2}}\right)^{\hat{n}}} \quad (5.14a)$$

$$\hat{p}_{\text{cyl},2} = \frac{p_{\text{meas},1} - p_{\text{meas},2}}{\left(\frac{V_{\text{cyl},2}}{V_{\text{cyl},1}}\right)^{\hat{n}} - 1} \quad (5.14b)$$

Für die Berechnung des Absolutdruckes im Zylinder $\hat{p}_{\text{cyl}}(t)$ sind daher keine experimentellen oder empirischen Modelle notwendig. Auch müssen keine zusätzlichen Identifikationsverfahren zur Bestimmung des Polytropenexponenten durchgeführt werden. Der Graph des Signalflusses zur Berechnung des Absolutdruckes $\hat{p}_{\text{cyl},1}$ ist in Bild 5.2 veranschaulicht.

Im Folgenden werden die hergeleiteten Algorithmen zunächst in der Simulation an künstlichen Zylinderdruckdaten überprüft. Anschließend werden die entworfenen Algorithmen am Motorenprüfstand zur kontinuierlichen Berechnung des Polytropenexponenten im Transientbetrieb implementiert. Es wird hierbei evaluiert, welchen Einfluss die kontinuierliche Berechnung des Polytropenexponent auf die Genauigkeit geschätzter Gaszustände hat, indem der Druck und die Temperatur im Zylinder für drei verschiedene Fälle der Polytropenexponentenbestimmung miteinander verglichen werden.

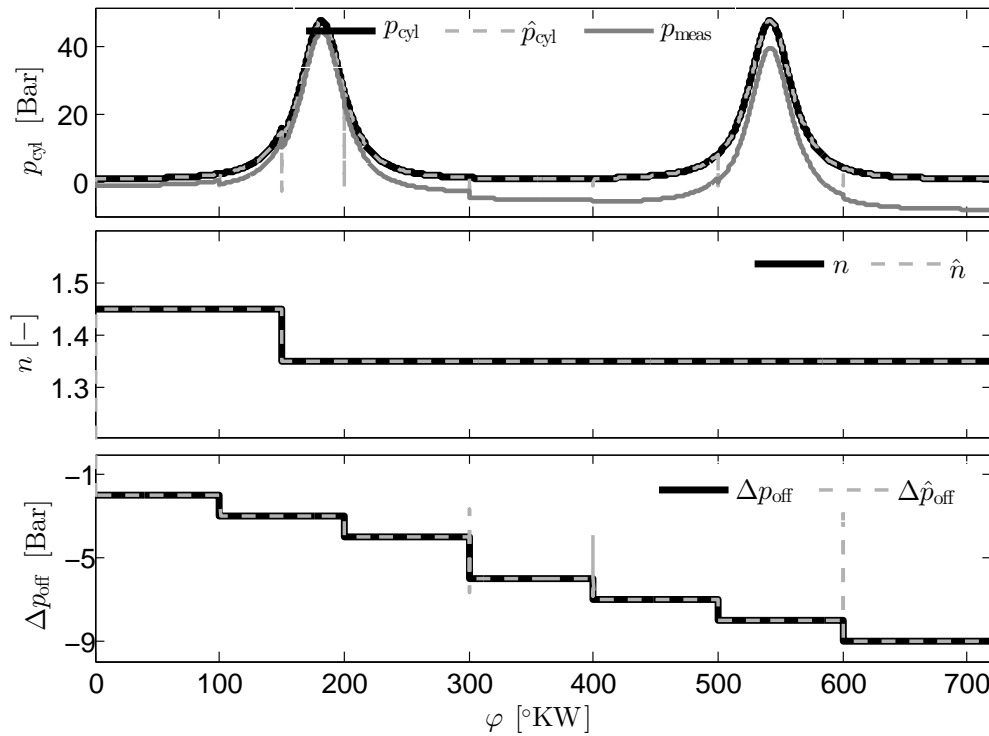


Bild 5.3: Validierung der physikalisch basierten Algorithmen zur Rekonstruktion der absoluten Zylinderdrücke. Auf Basis der simulierten, relativen Zylinderdruckmessdaten p_{meas} können die absoluten Zylinderdrücke \hat{p}_{cyl} , der Polytropenexponent n wie auch der Offsetdruck Δp_{off} exakt berechnet werden.

5.1.1 Korrektur simulierter Zylinderdruckdaten

Zur Verifikation der Algorithmen wird über die Poissonsche Relation ein absoluter Zylinderdruckverlauf p_{cyl} simuliert. Hierzu werden nach Gleichung 5.3 die Trajektorien des Zylindervolumens und des Polytropenexponenten benötigt. Das Zylindervolumen wird hierbei über die geometrischen Größen des Motors (vgl. Anhang A.1) ermittelt, während der Polytropenexponent nach dem zweiten Graphen in Bild 5.3 über einen stufenförmigen Verlauf vorgegeben wird. Zur Generierung eines offsetbehafteten Zylinderdruckverlaufs p_{meas} wird zum absoluten Zylinderdruck p_{cyl} der stufenförmige Offsetdruck Δp_{off} aus dem dritten Graphen in Bild 5.3 hinzu addiert.

Der Relativdruck, sowie die Trajektorie des Zylindervolumens, werden nach dem Flussdiagramm aus Bild 5.2 an die oben entwickelten Algorithmen übergeben, um den Polytropenexponenten $\hat{n}(t)$, den Offsetdruck $\Delta \hat{p}_{\text{off}}(t)$ als auch den Absolutdruck \hat{p}_{cyl} winkelsynchron zu rekonstruieren.

In Bild 5.3 ist zu erkennen, dass die gesuchten Größen exakt berechnet werden. Die Verläufe des Polytropenexponenten, des Offsetfehlers als auch des Absolutdruckes werden korrekt rekonstruiert. Die Ableitungen in der Berechnungsgleichung des Polytropenexponenten 5.12 führen, wegen der unstetigen Änderungen des künstlichen Messwerts p_{meas} , zu kurzfristigen Berechnungsfehlern.

5.1.2 Korrektur von Zylinderdruckdaten am Motorenprüfstand

In diesem Abschnitt sollen die hergeleiteten Algorithmen zur Online-Korrektur von Zylinderdruckmessdaten am Motorenprüfstand angewandt werden. Wegen der teils stark verrauschten Zylinderdruckmessdaten im Niederdruckbereich ist es vorteilhaft, den berechneten Polytropenexponenten über mehrere Grad Kurbelwellenwinkel zu mitteln. Für den verwendeten Versuchsmotor hat sich eine Mittelung über ca. 10 °KW als geeignet erwiesen. Es ergibt sich analog zu Gleichung 5.12 die folgende, zeitdiskrete Berechnungsvorschrift des Polytropenexponenten im Referenzpunkt φ_{ref} , die auf dem Echtzeitsystem implementiert werden kann ($dp \approx \Delta p = p_k - p_{k-1}$):

$$\hat{n} = -\frac{1}{10} \sum_{\varphi=\varphi_{\text{ref}}-5}^{\varphi_{\text{ref}}+5} \left(V_{\text{cyl}}(\varphi) \frac{\Delta \left(\frac{\Delta p_{\text{meas}}(\varphi)}{\Delta V_{\text{cyl}}(\varphi)} \right)}{\Delta p_{\text{meas}}(\varphi)} + 1 \right). \quad (5.15)$$

Bei der Herleitung von Gleichung 5.15 wurde in den Gleichungen 5.7 und 5.11 angenommen, dass die Ableitungen des Polytropenexponent nach die Zeit und dem Volumen als null anzunehmen sind. Eine korrekte Berechnung des Polytropenexponenten über Gleichung 5.15 ist daher nur dann möglich, wenn sich dieser nur quasistationär verändert. Ändert sich der Polytropenexponent bei mittel- oder langfristigen Wärmeströmen nur zyklussynchron, kann von einer korrekten Berechnung der Algorithmen ausgegangen werden. Ändert sich der Polytropenexponent hingegen innerhalb des Berechnungsintervalls kann ein korrektes Ergebnis nicht garantiert werden.

Es ist möglich die Gleichungen 5.11 und 5.12 auch für einen zeitveränderlichen Polytropenexponenten abzuleiten:

$$-\hat{p}_{\text{cyl}} = \frac{V_{\text{cyl}}}{n} \frac{d\hat{p}_{\text{cyl}}}{dV_{\text{cyl}}} + \log(V_{\text{cyl}}) \frac{V_{\text{cyl}}}{n} \frac{dk}{dV_{\text{cyl}}} \quad (5.16a)$$

$$-\hat{n} = 1 + V_{\text{cyl}} \frac{d \left(\frac{d\hat{p}_{\text{cyl}}}{dV_{\text{cyl}}} \right)}{d\hat{p}_{\text{cyl}}} + \frac{dn}{d\hat{p}_{\text{cyl}}} + \log(V_{\text{cyl}}) \left(\frac{dV_{\text{cyl}}}{d\hat{p}_{\text{cyl}}} + V_{\text{cyl}} \frac{d \left(\frac{d\hat{p}_{\text{cyl}}}{dV_{\text{cyl}}} \right)}{d\hat{p}_{\text{cyl}}} \right) \quad (5.16b)$$

Dies resultiert jedoch in komplexen Differentialgleichungen, die auf dem Echtzeitsystem deutlich aufwendiger zu lösen sind. Eine Offlineanalyse von Zylinderdruckdaten zeigt jedoch, dass für große Bereiche des Kompressionstaktes von einem konstanten Polytropenexponenten ausgegangen werden kann. Für den untersuchten Motor hat sich ein Referenzwinkel von $40^\circ \text{v.O.T} < \varphi_{\text{ref}} < 50^\circ \text{v.O.T}$ als ideal erwiesen.

Die praktische Validierung der Algorithmen am Motorenprüfstand ist in Abbildung 5.4 gezeigt. Für verschiedene Motordrehzahlen und -drehmomente wurden drei grundsätzliche Methoden zur Bestimmung des Polytropenexponenten n untersucht. Im ersten Fall wird angenommen, dass der Polytropenexponent unbekannt ist und ein üblicher Wert aus der Literatur zur Offsetkorrektur der Zylinderdruckdaten verwendet wird. Für den Dieselmotor werden zumeist Werte zwischen $1,3 < n < 1,43$ angegeben [Specht 2010], [Manz 2016], [Maas 2013], [Arsie u. a. 2014]. Im vorliegenden Beispiel wird von einer adiabaten Kompression mit einem Polytropenexponenten von $n = 1,4$ ausgegangen.

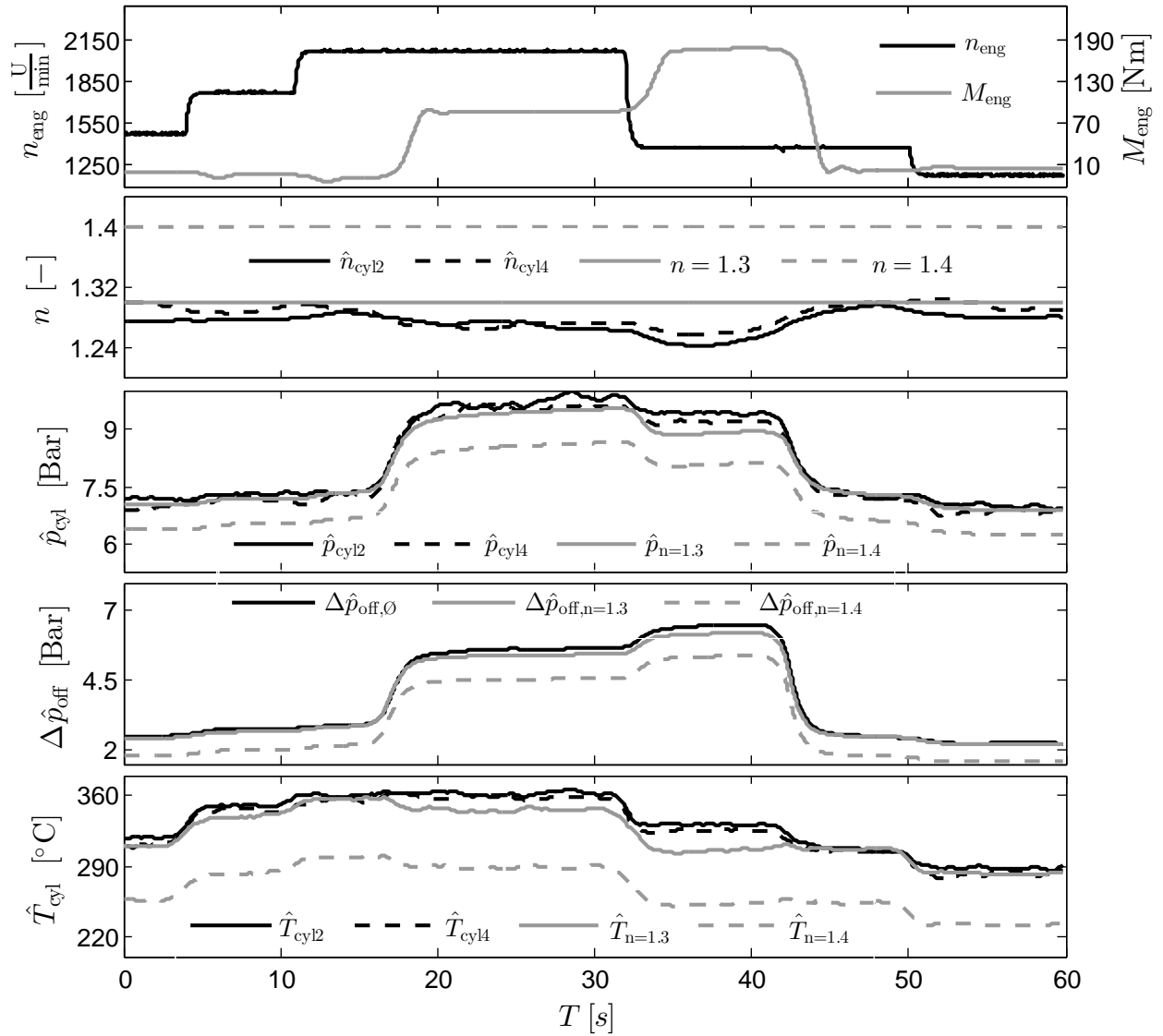


Bild 5.4: Vergleich der Auswirkungen von drei unterschiedlichen Ansätzen zur Bestimmung des Polytropenexponenten auf die Berechnung des Zylinderdruckes \hat{p}_{cyl} bzw. die Modellierung der Gastemperatur \hat{T}_{cyl} im Referenzpunkt bei 50 °v.OT: 1. Annahme einer adiabaten Zustandsänderung ($n=1,4$); 2. Einmalige Offline-Identifikation ($n=1,3$); 3. Zyklussynchrone, zylinderindividuelle Berechnung des Polytropenexponenten.

Im zweiten Fall wird angenommen, dass der Polytropenexponent offline identifiziert wurde und als konstanter Wert bei der Onlinekorrektur der Zylinderdruckdaten verwendet wird. Für den untersuchten Motor wurde dieser Polytropenexponent bei mittlerer Drehzahl und Last zu $n = 1.3$ bestimmt.

Im dritten Fall wird der Polytropenexponent über die oben beschriebenen Algorithmen zyklussynchron und zylinderindividuell auf dem Echtzeitsystem berechnet. Die Verläufe der Polytropenexponenten sind im zweiten Graphen von Bild 5.4 gezeigt. Für den dritten Fall mit kontinuierlich berechnetem Polytropenexponenten sind exemplarisch die Verläufe des zweiten und vierten Zy-

linders gezeigt.

Bei geringer und mittlerer Last wird der Polytropenexponent zu $n \approx 1,3$ berechnet. Dieser Wert stimmt mit den von [Giansetti u. a. 2007] und [Arsie u. a. 2014] identifizierten Werten sehr gut überein.

Im dynamischen Betrieb zeigt der Polytropenexponent n vor allem eine Korrelation mit der Last. Bei einem Drehmoment von 190 Nm führt dies zu einem Abfall des Polytropenexponenten um ca. 5 % auf einen Wert von $n = 1,24$. Die maximale Abweichung zwischen den Polytropenexponenten von Zylinder 2 und 4 liegt im Bereich von 3% und fällt daher verhältnismäßig gering aus. Vergleicht man die Auswirkungen der verschiedenen Polytropenexponenten auf den berechneten Absolutdruck ist es offensichtlich, dass die Annahme einer adiabaten Kompression ($n = 1,4$) zu ungenauen Ergebnissen führt. Im Vergleich zum dritten Fall mit kontinuierlich berechneten Polytropenexponenten weicht der rekonstruierte Zylinderdruck um bis zu 1,5 bar ab. Dies wiederum führt zu einer Unterschätzung der Gastemperatur um bis zu 80 °C.

Die Zustandsverläufe für den zweiten Fall mit offline identifiziertem Polytropenexponent zeigen eine deutlich geringere durchschnittliche Abweichung. Die maximale Abweichung des berechneten Zylinderdruckes beträgt im Referenzpunkt bei 50 °v.OT ca. 0,6 bar. Bei einem Absolutdruck von 8,8 bar entspricht dies einer Abweichung von ca. 7 %. Die Abweichungen fallen bei den Schätzwerten der Gastemperatur mit maximal 30 °C ebenfalls deutlich geringer aus.

Die vorgestellte Methodik der kontinuierlichen und zylinderindividuellen Polytropenexponentberechnung ermöglicht eine genauere Rekonstruktion des absoluten Zylinderdrucks auf Basis von Zylinderdruckmessungen mit piezoelektrischen Sensoren. Im Rahmen einer zylinderdruckbasierten Gaszustandsmodellierung kann hierdurch ein deutlicher Qualitätsgewinn bei der Zustandschätzung erzielt werden. Die Berechnung des Polytropenexponenten benötigt, neben der Kenntnis des Zylindervolumens im Referenzpunkt, keinerlei Parametrierung oder Kalibrierung. Auf Grund der einfachen Implementierung und der geringen benötigten Rechenressourcen ist sie daher für die Offline- und Onlineidentifikation des Polytropenexponenten gleichermaßen geeignet.

5.2 Schätzung des Gaszustandes im Zylinder auf Basis von Indizierdaten

In diesem Kapitel wird der rekonstruierte Absolutdruck $\hat{p}_{\text{cyl}}(t)$ verwendet, um semi-physikalische Modellgleichungen für die unbekannten Gaszustände $(T_{\text{cyl}}, m_{\text{cyl}})$ im Referenzpunkt bei 50 °v.OT abzuleiten und Kenngrößen des Überströmvorganges vom Einlassbehälter in den Zylinder zu berechnen.

In der Literatur existieren zahlreiche Ansätze zur zylinderdruckbasierten Gaszustandsschätzung. Giansetti [Giansetti u. a. 2007] berechnet die Gastemperatur im Zylinder auf Basis des idealen Gasgesetzes. Die hierfür nötige Gasmasse im Zylinder ist hierbei entweder über ein iteratives Verfahren oder über eine Optimierung numerisch zu bestimmen. In beiden Fällen wird die Gasmasse gesucht, die zu einem Schätzwert des Zylinderdrucks führt, der mit dem gemessenen Wert identisch ist. Der unbekannte Polytropenexponent wird hierbei über ein semiphysikalisches Modell einer Referenztemperatur bestimmt, welches unter anderem vom Mischvorgang im Einlass-

behälter, der Verdichtung des Kompressionstaktes wie auch von dem Wandwärmeverlust abhängig ist. Des weiteren wird angenommen, dass der absolute Zylinderdruck korrekt gemessen werden kann.

Ein weit verbreiteter Ansatz ist der Delta-P-Ansatz, bei dem Gleichung 5.14a in das ideale Gasgesetz 5.1 eingesetzt wird:

$$m_{\text{cyl}} = \frac{V_{\text{cyl},1}}{R_s T_{\text{cyl},1} \left(1 - \left(\frac{V_{\text{cyl},1}}{V_{\text{cyl},2}}\right)^n\right)} \Delta p_{\text{meas},12} \quad (5.17)$$

In der ersten Veröffentlichung der Delta-P-Methode [Akimoto u. a. 1989] wird nun postuliert, dass der Faktor

$$\alpha = \frac{V_{\text{cyl},1}}{R_s T_{\text{cyl},1} \left(1 - \left(\frac{V_{\text{cyl},1}}{V_{\text{cyl},2}}\right)^n\right)} \quad (5.18)$$

als konstant angenommen werden kann. Akimoto zeigte, dass diese Annahme für verschiedene Zündzeitpunkte und Luftverhältnisse in guter Näherung gültig ist. In [Worm 2005] wird hingegen in einer ausführlichen Analyse des Delta-P-Ansatzes gezeigt, dass dies für verschiedene Drehzahlen nur eingeschränkt und bei der Verwendung einer Abgasrückführung oder eines variablen Ventiltriebes nicht mehr gültig ist.

Arsie [Arsie u. a. 2014] stützt sich bei der Delta-P-Methode lediglich auf Gleichung 5.17 und bestimmt die Temperatur im Zylinder über einen experimentellen Modellansatz, der von der Motordrehzahl und der eingespritzten Kraftstoffmenge abhängig ist.

Ein alternativer Ansatz wurde von Guzzella [Guzzella und Onder 2010] vorgestellt. Die Gasmasse im Zylinder wird hierbei über ein vereinfachtes semiphysikalisches Modell des Heizverlaufes in Verbindung mit einem multidimensionalen experimentellen Modell, der sogenannten „Zylinder-Ladungseffizienz“ berechnet.

In allen oben vorgestellten Ansätzen müssen für die Gaszustandsschätzung eine Vielzahl von Parametern und/oder multidimensionale, experimentelle Modelle kalibriert werden. Im folgenden Abschnitt wird ein alternativer Modellansatz vorgestellt bei dessen Entwicklung ein möglichst großer physikalischer Modellanteil und damit ein möglichst geringer Kalibrieraufwand angestrebt wurde. Hierzu wird auf die Seriensensorik im Einlassbehälter zurückgegriffen und über einen semiphysikalischen Ansatz der Überströmvorgang des Gases vom Einlassbehälter in den Zylinder modelliert. Durch diesen zusätzlichen Informationsgewinn kann der notwendige experimentelle Modellanteil minimiert werden.

Die Grundlage dieses Ansatzes bildet auch hier die Poissonsche Gleichung. In diesem Anwendungsfall wird sie verwendet, um die Temperaturänderung des Gases beim Überströmvorgang vom Einlassbehälter in den Zylinder zu beschreiben.

$$\hat{T}_{\text{cyl}} = T_{2i} \left(\frac{\hat{p}_{\text{cyl}}}{p_{2i}} \right)^{\frac{\hat{n}_{\text{is}}-1}{\hat{n}_{\text{is}}}} \quad (5.19)$$

Betrachtet man Gleichung 5.19, ist zu erkennen, dass die Temperatur im Zylinder T_{cyl} bei gegebener Temperatur im Einlassbehälter T_{2i} vom gemessenen Druckverhältnis zwischen Einlassbehälter und Zylinder $\hat{p}_{\text{cyl}}/p_{2i}$ sowie dem unbekannten Polytropenexponenten n_{is} abhängig ist. Im

Vergleich zum vorherigen Abschnitt beschreibt der Polytropenexponent hier jedoch keinen Momentanwert während des Kompressionstaktes bei φ_{ref} , sondern einen Mittelwert der vollständigen Gaszustandsänderung vom Einlassbehälter bis zum Referenzwinkel φ_{ref} . Alle im folgenden aufgeführten Zustände und Kenngrößen werden daher zyklussynchron für den Referenzwinkel $\varphi_{\text{ref}} = 50^\circ \text{v.OT}$ bestimmt.

Analog zum vorherigen Abschnitt ist der Polytropenexponent eine Kenngröße der Wärme, die während des Überströmvorganges vom Gas aufgenommen wird.

$$Q_{\text{is}} = \frac{\hat{n}_{\text{is}} - 1,4}{0,4} \frac{\hat{m}_{\text{cyl}} R_s T_{2i}}{\hat{n}_{\text{is}} - 1} \left[\left(\frac{\hat{p}_{\text{cyl}}}{p_{2i}} \right)^{\frac{\hat{n}_{\text{is}} - 1}{\hat{n}_{\text{is}}}} - 1 \right] \quad (5.20)$$

An dieser Gleichung ist ersichtlich, dass bei einer adiabaten Zustandsänderung ($\hat{n}_{\text{is}} = 1,4$) die Wärme Q_{is} zu null wird. Es liegt ein idealer Überströmvorgang vom Einlassbehälter in den Zylinder ohne Wärmeeintrag vor. Erhitzt sich das Gas beim Überströmvorgang durch Reibvorgänge, Konvektion oder Strahlung resultiert dies folglich in einem Polytropenexponenten der größer ist als 1,4.

Beschreibt man die Gasmasse im Zylinder für den Referenzwinkel φ_{ref} über das ideale Gasgesetz

$$m_{\text{cyl}}(\varphi_{\text{ref}}) = \frac{V_{\text{cyl}} p_{\text{cyl}}}{R_s T_{\text{cyl}}} \quad (5.21)$$

und ersetzt die Gastemperatur im Zylinder durch Gleichung 5.19, ergibt sich folgende Beschreibungsgleichung der Gasmasse im Zylinder.

$$m_{\text{cyl}} = \frac{V_{\text{cyl}} \hat{p}_{\text{cyl}}}{R_s T_{2i} \left(\frac{\hat{p}_{\text{cyl}}}{p_{2i}} \right)^{\frac{\hat{n}_{\text{is}} - 1}{\hat{n}_{\text{is}}}}} \quad (5.22)$$

Bei gegebenem Volumen und Druck im Zylinder ($V_{\text{cyl}}, \hat{p}_{\text{cyl}}$) sowie bei gegebenem Gaszustand im Einlassbehälter (T_{2i}, p_{2i}) ist die Masse im Zylinder nach Gleichung 5.22 durch den Polytropenexponenten des Überströmvorganges bestimmt. Liegt daher ein idealer Überströmvorgang ohne Wärmeeintrag vor, wird das Gas mit minimaler Temperaturzunahme in die Zylinder überführt, und es resultiert eine maximale Gasmasse $\hat{m}_{\text{cyl,t}}$. Wird das Gas hingegen beim Überströmvorgang erwärmt, führt dies zu einer erhöhten Gastemperatur und dementsprechend zu einer reduzierten Gasmasse im Zylinder.

Der theoretische Maximalwert der Gasmasse $m_{\text{cyl,t}}$ kann unter Annahme einer adiabaten Zustandsänderung $n_{\text{is}} = 1,4$ unmittelbar auf Basis bekannter Zustandsgrößen berechnet werden. Aus Gleichung 5.22 ergibt sich nach wenigen Umformungen:

$$m_{\text{cyl,t}} = \frac{V_{\text{cyl}} p_{2i}}{R_s T_{2i}} \left(\frac{\hat{p}_{\text{cyl}}}{p_{2i}} \right)^{\frac{1}{1,4}} \quad (5.23)$$

Analog zur relativen Förderrate aus Kapitel 4.3 wird nun eine relative Einstörrate l_{is} definiert. Sie ist der Quotient aus der tatsächlichen Masse im Zylinder m_{cyl} , bei verlustbehafteten Überstromvorgang ($n_{\text{is}} > 1,4$) und der idealen Gasmasse nach Gleichung 5.23.

$$l_{\text{is}} = \frac{m_{\text{cyl}}}{m_{\text{cyl,t}}} = \left(\frac{p_{2i}}{\hat{p}_{\text{cyl}}} \right)^{\frac{\hat{n}_{\text{is}} - 1,4}{1,4 \hat{n}_{\text{is}}}} \quad (5.24)$$

5.2.1 Implementierung am Motorenprüfstand

Training: Zur experimentellen Modellbildung der relativen Einströmrates l_{is} wurde die in Kapitel 4 vorgestellte, adaptive Modellstruktur LOCOMOT verwendet. Beim Modelltraining muss hierzu die Modellausgangsgröße, daher die relative Einströmrates l_{is} , „gemessen“ werden können. Sie ist nach Gleichung 5.24 definiert als der Quotient aus tatsächlicher und idealer Gasmasse im Zylinder. Die tatsächliche Gasmasse im Zylinder ist die reale Masse, die sich nach einem verlustbehaftetem Überströmvorgang im Zylinder befindet. Die ideale Gasmasse ist hingegen die Masse, die sich theoretisch bei einem verlustfreien Überströmvorgang ($n_{is} = 1,4$) im Zylinder einstellen würde.

$$l_{is} = \frac{m_{cyl}}{m_{cyl,t}} \quad (5.28)$$

Die ideale Gasmasse $m_{cyl,t}$ kann hierbei nach Gleichung 5.23 auf Basis bekannter Zustandsgrößen berechnet werden. Die tatsächliche Gasmasse im Zylinder m_{cyl} muss während des Kalibriervorganges ebenso ermittelt werden. Da der verwendete Prüfstandsmotor einen statischen Ventiltrieb mit geringer Ventilüberschneidung besitzt, wird der Restgasanteil im Zylinder vernachlässigt und angenommen, dass die Gasmasse im Zylinder über den Messwert des Luftmassenmessers \dot{m}_{maf} im quasistationären Betrieb bei geschlossenen AGR-Ventilen gemessen werden kann.

$$m_{cyl} = \frac{30\dot{m}_{maf}}{4n_{eng}} \quad (5.29)$$

Während des Onlinetrainings wird die relative Einströmrates daher über die folgende Gleichung berechnet:

$$l_{is} = \frac{30\dot{m}_{maf} R_s T_{2i}}{4n_{eng} V_{cyl} p_{2i}} \left(\frac{\hat{p}_{cyl}}{p_{2i}} \right)^{-\frac{1}{1,4}} \quad (5.30)$$

Die Wahl des Eingangsvektors eines experimentellen Modells wird häufig auf Basis von Expertenwissen getroffen. Im vorliegenden Anwendungsfall wird davon ausgegangen, dass der dominante Anteil des Wärmeeintrages beim Überströmvorgang durch Reibung am Einlasskanal und an den Ventilen entsteht. Des Weiteren wird angenommen, dass diese Reibung primär von der Gasmasse abhängig ist, die pro Zeiteinheit durch den Einlasskanal strömt. Auf Basis dieser Annahme ist der Gasmassenstrom des Zylinders die geeignete Eingangsgröße des experimentellen Modells. Da diese jedoch gleichzeitig den Modellausgang darstellt, wird der ideale Luftmassenstrom $\dot{m}_{cyl,t}$ als alternative Eingangsgröße verwendet.

$$\dot{m}_{cyl,t} = \frac{4}{30} m_{cyl,t} n_{eng} \quad (5.31)$$

Das zu trainierende eindimensionale, experimentelle Modell hat damit die im Folgenden aufgeführten Ein- und Ausgangsgrößen:

$$\mathbf{x} = x = \dot{m}_{cyl,t} = \frac{4}{30} m_{cyl,t} n_{eng} \quad (5.32a)$$

$$\mathbf{y} = y = l_{is} = \frac{m_{cyl}}{m_{cyl,t}} \quad (5.32b)$$

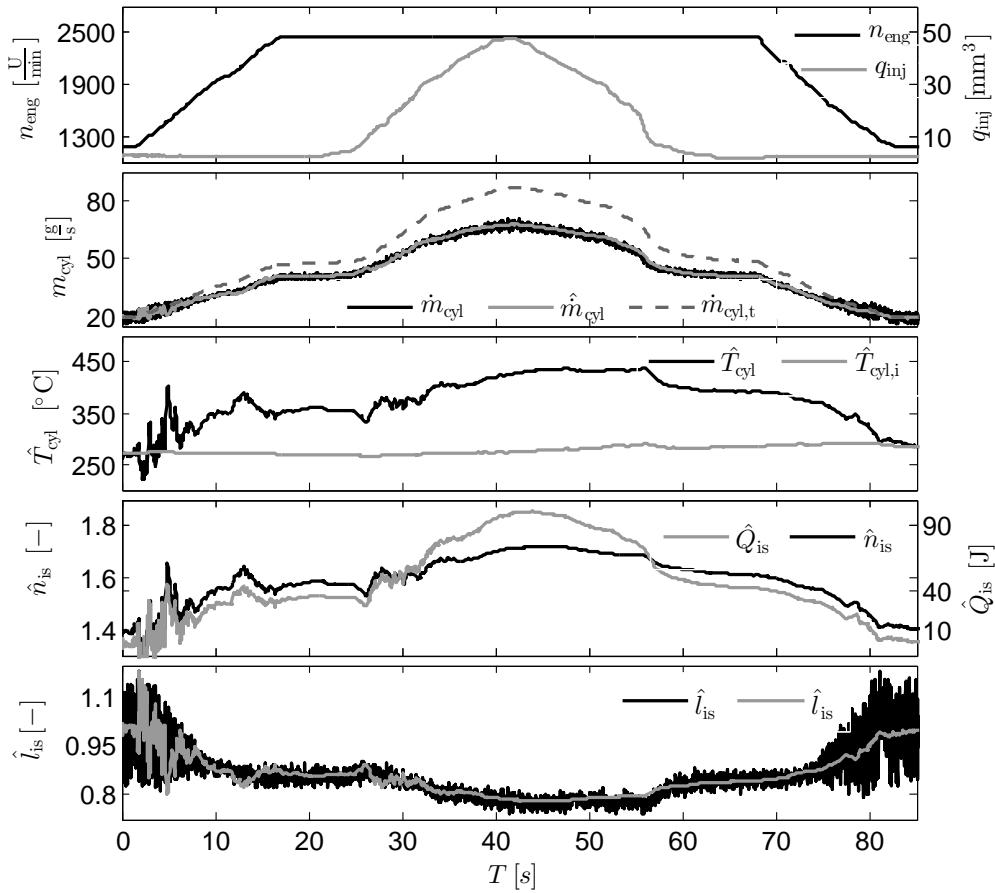


Bild 5.6: Training des semiphysikalischen Gaszustandsmodells aus Bild 5.5: Die Einströmrates \hat{l}_{is} wird online am Prüfstand über LOCOMOT in Abhängigkeit der physikalisch modellierten, idealen Gasmasse $\hat{m}_{cyl,t}$ trainiert. Das Produkt der experimentell modellierten, relativen Einströmrates \hat{l}_{is} und dem physikalisch modellierten, idealen Gasmassenstrom $\hat{m}_{cyl,t}$ ergibt den geschätzten realen Gasmassenstrom \hat{m}_{cyl}

Das Ergebnis des Trainings ist in Bild 5.6 gezeigt. Damit die modellierte Gasmasse im Zylinder \hat{m}_{cyl} mit einem Sensorwert abgeglichen werden kann, wird sie über die Beziehung von Gleichung 5.31 in einen Gesamtgasmassenstrom \hat{m}_{cyl} umgerechnet. Um die Eingangsgröße des experimentellen Modells $\dot{m}_{cyl,t}$ während des Trainings anzuregen, wird die Motordrehzahl und die Einspritzmenge nach den Trajektorien des ersten Graphen aus Bild 5.6 verfahren.

Bei geringen Drehzahlen, daher in Betriebspunkten geringer Überströmverluste, stimmt die physikalisch modellierte ideale Gasmasse $\dot{m}_{cyl,t}$ exakt mit der Messgröße \dot{m}_{cyl} überein. Über die rein physikalisch motivierte Gleichung 5.23 wird daher auf Basis des berechneten Zylindervolumens, der offsetkorrigierten Zylinderdrücken sowie der Sensorwerte im Einlassbehälter ein Gasmassenstrom berechnet, der mit dem Sensorwert des Luftmassenmessers exakt überein stimmt. In diesen Betriebspunkten ergibt sich die trainierte relative Einströmrates \hat{l}_{is} zu 1 und der berechnete Polytropenexponent \hat{n}_{is} zu 1,4. Bei geringen Gasmassenströmen liegt damit eine verlustfreie, adiabate Zustandsänderung des Überströmvorganges vor. Mit zunehmendem Gasmassenstrom steigt der Polytropenexponent auf Werte von bis zu $n_{is} = 1,7$ und die relative Einströmrates sinkt entspre-

chend auf Werte von bis zu $l_{is} = 0,8$.

Zu Beginn des Trainings hat die Fehlerkovarianzmatrix von LOCOMOT große Anfangswerte. Dies führt dazu, dass der Kalman-Filter bei der Zustandsschätzung die Messinnovation über die Kalmanverstärkung stark gewichtet. Da zu Beginn zusätzlich ein Motorbetriebspunkt mit stark verrauschtem Luftmassenmessersignal vorliegt, oszilliert die geschätzte relative Einströmrates \hat{l}_{is} zunächst mit entsprechender Amplitude. Zum Ende des Trainings sind die Kovarianzmatrizen minimiert und es ist kein Rauschen des Modellausgangs zu erkennen. Das Training des experimentellen Modells ist nach ca. 80 Sekunden beendet.

Validierung: Zur Validierung des semiphysikalischen Gesamtmodells wurde der Modellausgang \hat{m}_{cyl} bzw. \hat{m}_{cyl} der semiphysikalischen Gesamtstruktur für verschiedene Last- und Drehzahlsprünge (vgl. erster Graph in Bild 5.7) mit dem Sensorwert des Luftmassenmessers \dot{m}_{maf} abgeglichen. Die Ergebnisse der Validierung sind in Bild 5.7 dargestellt.

Der physikalisch modellierte ideale Gasmassenstrom $\hat{m}_{cyl,t}$ ist im zweiten Graphen von Bild 5.7 gezeigt. Dieser wird über das LOCOMOT-Modell zu der im fünften Graphen dargestellten relativen Einströmrates \hat{l}_{is} umgerechnet. Das Produkt des idealen Gasmassenstroms und der relativen Einströmrates ergibt den Schätzwert des Gesamtmassestroms \hat{m}_{cyl} (vgl. zweiter Graph in Bild 5.7). Es ist ersichtlich, dass der geschätzte Luftmassenstrom \hat{m}_{cyl} den gemessenen \dot{m}_{cyl} sehr gut prädiziert. Der normierte quadratische Fehler beträgt $NRMSE = 0,0002$.

Um zu analysieren ob das semiphysikalische Modell variable Strömungswiderstände zwischen Einlassbehälter und Brennraum abbilden kann, werden die Drallklappen zu den Zeitpunkten $T = 45\text{ s}$ und $T = 75\text{ s}$ kurzfristig geschlossen (vgl. sechster Graphen von Bild 5.7). Wie im Referenzwert der relativen Füllung l_{is} zu erkennen ist, führen sie als Strömungswiderstand zu einem überproportionalen Anstieg der Strömungsverluste. Gleichzeitig bewirken die Drallklappen einen Abfall des Zylinderdruckes und damit einen Abfall der physikalisch modellierten, idealen Gasmasse $\hat{m}_{cyl,t}$. Durch das physikalische Modell können daher Gasmassenänderungen, die durch Strömungswiderstände wie beispielsweise Drallklappen oder variablen Ventiltriebe entstehen, abgebildet werden.

5.3 Gaszustandsschätzung im Zylinder ohne die Verwendung von Indizierdaten

In diesem Abschnitt sollen die oben aufgeführten Modellgleichungen umgestellt werden, sodass eine Modellierung des Gaszustandes im Zylinder ohne Indizierdaten möglich ist. Von den vier notwendigen Zustandsgrößen zur vollständigen thermodynamischen Beschreibung des Gases im Zylinder $(p_{cyl}, V_{cyl}, m_{cyl}, T_{cyl})$ ist daher initial nur noch das Volumen V_{cyl} bekannt. Der fehlende Messwert des Zylinderdrucksensors muss dementsprechend durch ein experimentelles Modell einer alternativen Zustandsgröße kompensiert werden. Da in aktuellen Motor-Steuergeräten im Allgemeinen bereits ein Füllungsmodell kalibriert ist, wird davon ausgegangen, dass von den verbliebenen drei Zustandsgrößen $(p_{cyl}, m_{cyl}, T_{cyl})$ die Gasmasse im Zylinder als Modellgröße zur

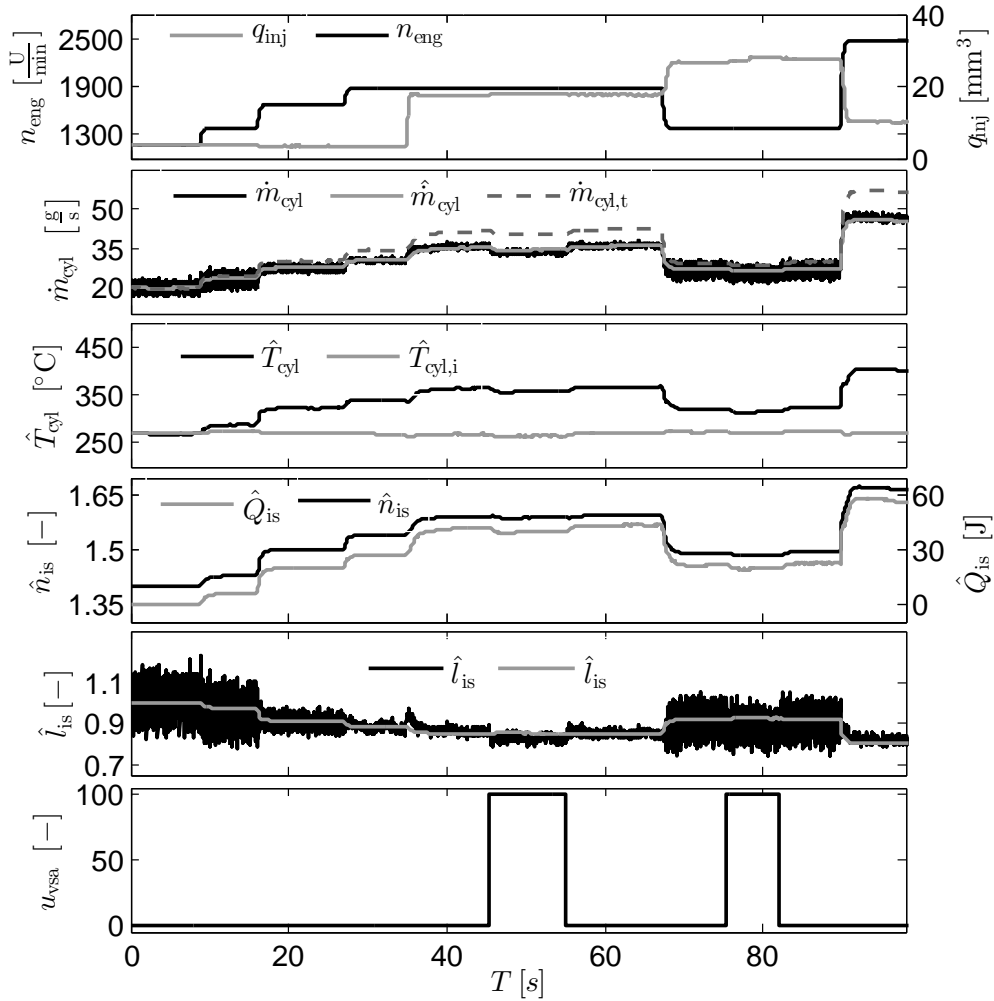


Bild 5.7: Validierung des semiphysikalischen Gaszustandsmodells aus Bild 5.5: Der normierte quadratische Fehler des modellierten Gasmassenstroms \hat{m}_{cyl} beträgt $NRMSE = 0,0002$. Der Einfluss der Drallklappenposition u_{vsa} auf die Zylinderfüllung bzw. Gastemperatur kann über das physikalische Modell abgebildet werden.

Verfügung steht. Im vorliegenden Fall wird die Gasmasse über das in Kapitel 4.3 vorgestellte semi-physikalische Modell berechnet (vgl. Modellstruktur aus Bild 4.5). Im Gegensatz zum Modellansatz des vorherigen Kapitels erhöht sich hierdurch der Kalibrieraufwand, da die zu trainierende, experimentelle Modellstruktur um zwei Dimensionen höher ist. Die Fehlende Information des Drucksensors muss daher durch einen erhöhten Kalibrieraufwand kompensiert werden.

Als Eingangsgröße für das LOCOMOT-Modell aus Bild 5.5 wurde im vorangegangenen Abschnitt der ideale Gasmassenstrom $\hat{m}_{cyl,t}$ als repräsentative Größe des tatsächlichen Gasmassenstroms \hat{m}_{cyl} gewählt. Da nun zum einen die tatsächliche Gasmasse als bekannt angenommen wird und zum anderen der ideale Gasmassenstrom auf Grund des unbekannten Zylinderdruckes nicht weiter berechnet werden kann, wird der reale Gasmassenstrom als Eingangsgröße des LOCOMOT-Modells verwendet:

$$\hat{l}_{is} = f(\hat{m}_{cyl}) \quad (5.33)$$

Zur Berechnung der Temperatur T_{cyl} und des Druckes p_{cyl} im Zylinder wird zunächst Gleichung 5.24 wie folgt umgeschrieben:

$$\left(\frac{p_{2i}}{\hat{p}_{\text{cyl}}} \right)^{\frac{1}{n_{\text{is}}}} \hat{l}_{\text{is}} = \left(\frac{p_{2i}}{\hat{p}_{\text{cyl}}} \right)^{\frac{1}{1,4}} \quad (5.34)$$

Ersetzt man auf der linken Seite dieser Gleichung das Druckverhältnis $p_{2i}/\hat{p}_{\text{cyl}}$ mittels der Poissonschen Gleichung 5.3 durch das Volumenverhältnis $(V_{\text{cyl}}/\hat{V}_{2i})^{\hat{n}_{\text{is}}}$, kann das Druckverhältnis zwischen Einlassbehälter und Zylinder unabhängig vom unbekannten Polytropenexponenten n_{is} ausgedrückt werden.

$$\left(\frac{p_{2i}}{\hat{p}_{\text{cyl}}} \right) = \hat{l}_{\text{is}}^{1,4} \left(\frac{V_{\text{cyl}}}{\hat{V}_{2i}} \right)^{1,4} \quad (5.35)$$

Hierbei definiert \hat{V}_{2i} das Volumen, das die Gasmasse im Zylinder \hat{m}_{cyl} unter den Druck- und Temperaturbedingungen im Einlassbehälter einnehmen würde.

$$\hat{V}_{2i} = \frac{\hat{m}_{\text{cyl}} R_s T_{2i}}{p_{2i}} \quad \text{ideale Gasgleichung} \quad (5.36)$$

Löst man Gleichung 5.35 nach dem Zylinderdruck \hat{p}_{cyl} auf, resultiert eine Formel zur Berechnung des Zylinderdruckes.

$$\hat{p}_{\text{cyl}} = p_{2i} \left(\frac{\hat{V}_{2i}}{\hat{l}_{\text{is}} V_{\text{cyl}}} \right)^{1,4} \quad (5.37)$$

Setzt man diese Gleichung wiederum in das ideale Gasgesetz 5.1 ein, erhält man eine Berechnungsvorschrift der Gastemperatur im Zylinder.

$$\hat{T}_{\text{cyl}} = \frac{T_{2i}}{\hat{V}_{2i}} \left(\frac{\hat{V}_{2i}}{\hat{l}_{\text{is}} V_{\text{cyl}}} \right)^{1,4} \quad (5.38)$$

Analog zum vorherigen Abschnitt können nun die vollständig bekannten Gaszustandsgrößen $(V_{\text{cyl}}, \hat{m}_{\text{cyl}}, \hat{p}_{\text{cyl}}, \hat{T}_{\text{cyl}})$ verwendet werden, um die Kenngrößen des Überströmvorganges zu berechnen.

Ersetzt man hierzu in Gleichung 5.35 das Druckverhältnis $p_{2i}/\hat{p}_{\text{cyl}}$ zwischen Einlassbehälter und Zylinder über die Poissonsche Relation durch das Volumenverhältnis $(V_{\text{cyl}}/\hat{V}_{2i})^{\hat{n}_{\text{is}}}$, kann nach dem Polytropenexponenten \hat{n}_{is} aufgelöst werden:

$$\hat{n}_{\text{is}} = 1,4 \frac{\log \left(\hat{l}_{\text{is}} \frac{V_{\text{cyl}}}{\hat{V}_{2i}} \right)}{\log \left(\frac{V_{\text{cyl}}}{\hat{V}_{2i}} \right)} \quad (5.39)$$

Diese Größe ermöglicht es nun die Wärme zu berechnen, die während des Überströmvorganges durch Drosselverluste auf das Gas übergeht.

$$Q_{\text{is}} = \frac{\hat{n}_{\text{is}} - 1,4}{0,4} \frac{p_{2i} \hat{V}_{2i}}{\hat{n}_{\text{is}} - 1} \left[\left(\frac{\hat{V}_{2i}}{V_{\text{cyl}}} \right)^{\hat{n}_{\text{is}} - 1} - 1 \right] \quad (5.40)$$

Neben den Zustandsgrößen $(V_{\text{cyl}}, \hat{m}_{\text{cyl}}, \hat{p}_{\text{cyl}}, \hat{T}_{\text{cyl}})$ des Gases im Zylinder ist somit auch der Überstromvorgang thermodynamisch beschrieben.

Die resultierende Gesamtstruktur ist in Bild 5.8 in einem Flussdiagramm veranschaulicht.

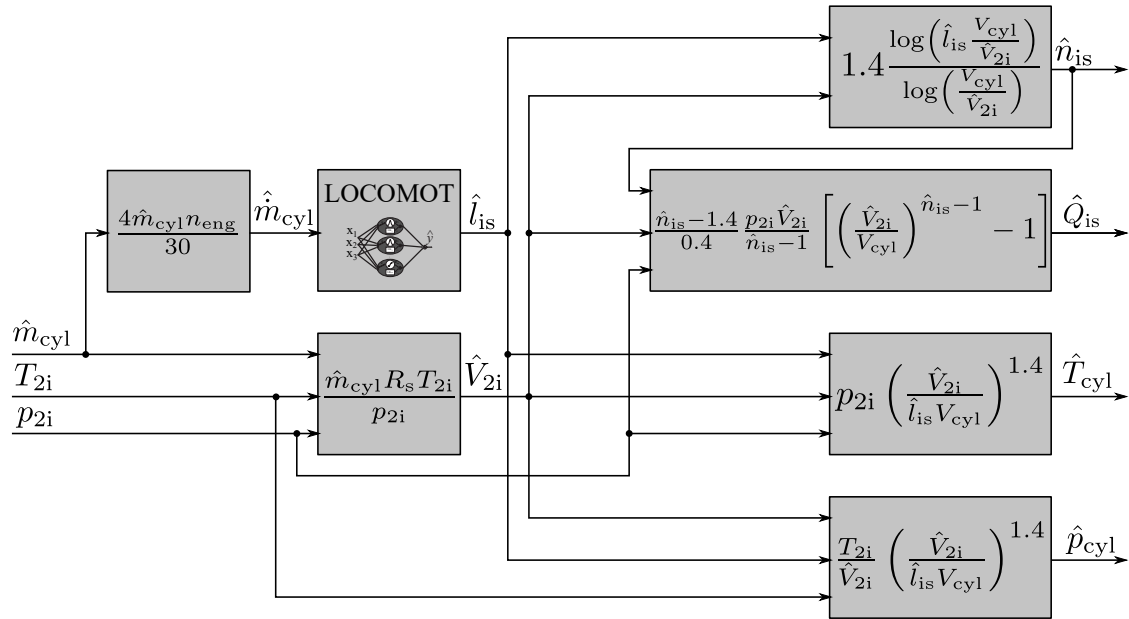


Bild 5.8: Signalflussgraph zur semiphysikalischen Berechnung des Gaszustandes im Zylinder ohne Zylinderdruckdaten. Die Gasmasse im Zylinder wird durch ein semi-physikalisches Modell berechnet (vgl. Modellstruktur aus Bild 4.5), das unabhängig von Zylinderdruckmessungen ist. Über die experimentell modellierte Einströmrates \hat{l}_{is} können die unbekannten Gaszustände im Zylinder $(\hat{T}_{cyl}, \hat{p}_{cyl})$ im Referenzwinkel $\varphi_{ref} = 50^\circ$ v.OT als auch Kenngrößen des Überströmvorganges $(\hat{n}_{is}, \hat{Q}_{is})$ auf Basis physikalischer Gleichungen berechnet werden.

6 Modellbasierte Gaszustandsregelung

Im vorliegenden Kapitel wird eine modellbasierte Zustandsregelung des Verbrennungsgases ζ entworfen. Diese besteht aus einem verkoppelten Regler des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter sowie einem dezentralen Regler des Ladedrucks p_{2i} . Die Zustandsregler des Einlassbehältergases werden aufbauend durch eine Sollwerttransformation ergänzt, um den Gaszustand im Zylinder modellbasiert zu steuern. Schwerpunkt des Kapitels ist die systematische Entwicklung einer hochdynamischen, verkoppelten Steuerstruktur des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter, die über den Ansatz des Internal-Model-Control zur verkoppelten Mehrgrößenregelung erweitert wird.

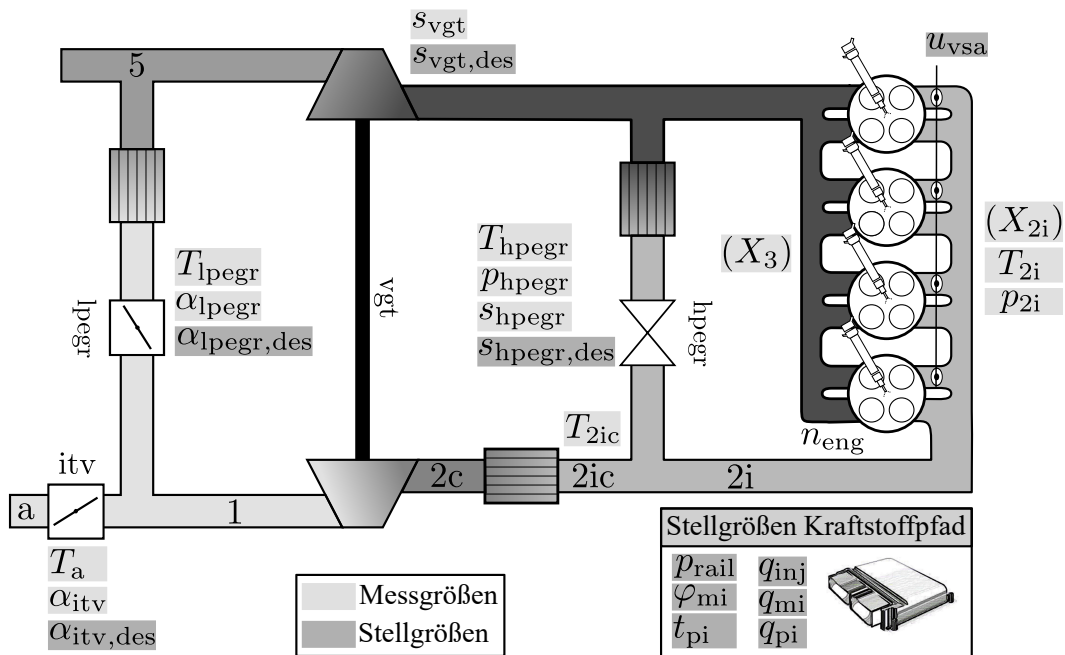


Bild 6.1: Schematische Darstellung des geregelten Luftpfades mit Hoch- und Niederdruckabgasrückführung. Die Indizes 1, 2c, 2ic, 2i, 3, 5, lpegr, itv, hpegr, vgt definieren den Bezugsort der Zustandsgröße im Luftpfadsystem. Sollgrößen sind durch den zusätzlichen Index „des“ gekennzeichnet.

6.1 Grundstruktur des Gaszustandsreglers

Die in dieser Arbeit verwendeten Sensor- und Modellgrößen sind in Bild 6.1 gezeigt. Die dargestellten Indizes (1, 2c, 2ic, 2i, 3, 5, hpegr, lpegr, itv, vgt) beschreiben den Bezugsort, der im folgenden Text vorkommenden Zustandsgrößen. Modellgrößen sind mit einem Zirkumflex gekennzeichnet, während die Sollwerte von Steuer- und Regelgrößen durch einen zusätzlichen Index „des“ gekennzeichnet sind.

6.1.1 Stellgrößen

Der verwendete Versuchsmotor (vgl. Anhang A) verfügt, wie in Bild 6.1 dargestellt ist, über eine Hoch- und Niederdruckabgasrückführung. Die Abgase der Hochdruck-AGR werden über ein elektromagnetisches Hubventil mit Positionsrückführung (s_{hpegr}) gedrosselt. Auf der Niederdruckseite des Luftpfades ist das AGR-Ventil als Klappenventil ausgeführt und verfügt über einen Winkelsensor mit der Messgröße α_{lpegr} . Damit relative Sauerstoffanteile von bis zu $x_{2i} = 0$ bzw. AGR-Raten von bis zu $r = 100$ % eingeregelt werden können, ist das Luftpfadsystem, neben den Drosselventilen der Hoch- und Niederdruck-Abgasrückführungen, zusätzlich mit einer Ansaugklappe ausgestattet. Ebenso wie das Niederdruck-AGR-Ventil ist auch die Ansaugklappe als Klappenventil mit Winkelsensor (α_{itv}) ausgeführt.

Zur Regelung des Ladedrucks wird ein Turbolader mit variabler Turbinengeometrie verwendet. Als Referenzwert für den Anstellwinkel der Turbinen-Leitschaufeln wird die Position des Aktuators verwendet (s_{vgt}). In der Summe existieren 4 Luftpfadaktoren, die als Stellgrößen zur Regelung der 3 Gaszustände X_{cyl} , T_{cyl} , m_{cyl} im Zylinder verwendet werden können.

$$\mathbf{u}_{ap} = [s_{hpegr}, \alpha_{lpegr}, \alpha_{itv}, s_{vgt}]^T \quad \text{Stellgrößen des Luftpfades} \quad (6.1)$$

6.1.2 Regelgrößen und Sollwerte

In Kapitel 3 werden die Stellgrößen der Verbrennung $\mathbf{u}_c = [\varphi_{mi} \ p_{rail} \ u_{vsa}]^T$ nach einem Optimierungsplan für alle im dynamischen Betrieb vorkommenden Zustandskombinationen des Motorbetriebspunktes $\mathbf{x}_{op} = [n_{eng}, q_{inj}]^T$ und des Gaszustandes $\boldsymbol{\varsigma} = [m_{cyl}, T_{cyl}, X_{cyl}]^T$ (hinsichtlich der Gütefunktion J_c) optimiert. Die gefundenen Optima dieser Optimierungen $J_{c,opt}$ sind in Bild 3.9 für 8 unterschiedliche Motorbetriebspunkte \mathbf{x}_{op} in Abhängigkeit des Gaszustandes $\boldsymbol{\varsigma}$ in einem Kennfeld dargestellt. Der hierbei geringste Funktionswert $J_{c,opt,op}$ definiert als tiefster Punkt eines Gütekennfeld den optimalen Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma}_{opt}$ eines Motorbetriebspunktes.

$$J_{c,opt,op}(\mathbf{x}_{op}) = \min_{\boldsymbol{\varsigma}} J_{c,opt}(\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\varsigma}) \quad (6.2a)$$

$$\boldsymbol{\varsigma}_{opt} = \arg \min_{\boldsymbol{\varsigma}} J_{c,opt}(\mathbf{x}_{op}, \boldsymbol{\varsigma}) \quad (6.2b)$$

Dieser optimale Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma}_{opt}$ entspricht dem Zustand des Verbrennungsgases, der das höchste Potential besitzt eine dieselmotorische Verbrennung zu erzielen, dessen Ausgangsgrößen $\mathbf{y}_c =$

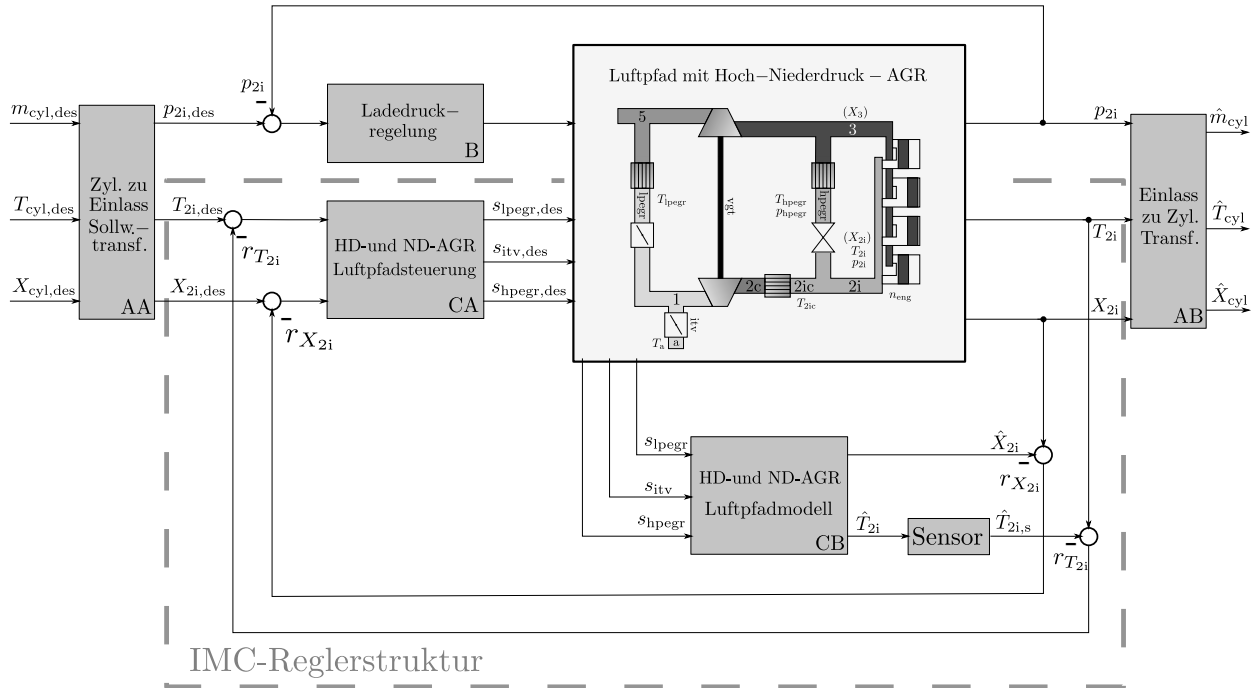


Bild 6.2: Schematische Darstellung der Struktur des Gaszustandsreglers für den Einlassbehälter ($T_{2i,des}$, $X_{2i,des}$, $m_{2i,des}$) erweitert um eine Sollwerttransformation zur Regelung des Gaszustandes im Zylinder ($T_{cyl,des}$, $X_{cyl,des}$, $m_{cyl,des}$). $T_{2i,des}$ und $X_{2i,des}$ werden über einen prädiktiven IMC-Regler geregelt; $p_{2i,des}$ über einen dezentralen Ladedruckregler.

$[b_{sfc} \ \dot{m}_{psNO_x} \ \dot{m}_{pspm}]^T$ nach der Gütefunktion 3.1 den besten Kompromiss aus Emissionsbildung und Kraftstoffverbrauch erzielt.

Die Verbrennungsoptimierung nach Kapitel 3 definiert daher einerseits mit dem Gaszustand im Zylinder ζ die Regelgrößen und andererseits über die gefundenen Optima ζ_{opt} die zugehörigen Sollwerte des zu entwerfenden Gaszustandsreglers nach Bild 6.2:

$$\zeta = [\hat{m}_{cyl}, \hat{T}_{cyl}, \hat{X}_{cyl}]^T \quad \text{modellbasierte Regelgrößen} \quad (6.3a)$$

$$\zeta_{des}(\mathbf{x}_{op}) = \zeta_{opt}(\mathbf{x}_{op}) = [m_{cyl,des}(\mathbf{x}_{op}), T_{cyl,des}(\mathbf{x}_{op}), X_{cyl,des}(\mathbf{x}_{op})]^T \quad \text{Sollwerte} \quad (6.3b)$$

Die optimierungsbasierte Strategie zur Gewinnung von Sollwerten nach Gleichung 6.2 ist allgemein gültig. Da jedoch für den untersuchten Motor die Gütekennfelder der optimierten Motorbetriebspunkte (vgl. Bild 3.9) Analogien aufweisen, ist es möglich Vereinfachungen zu treffen. Eine entsprechende Ableitung vereinfachter Sollwerte für den Gaszustand im Zylinder erfolgt in Abschnitt 6.2.

Da der Gaszustand im Zylinder ζ mit Serienmesstechnik nicht erfasst werden kann, ist es nicht möglich den Gaszustand im Zylinder unmittelbar zu regeln. Damit es jedoch möglich ist den Gaszustand im Zylinder modellbasiert zu steuern, wird basierend auf den Gaszustandsmodellen aus Kapitel 5 eine Sollwerttransformation entwickelt, die den Gaszustand im Zylinder ζ auf den

messbaren Gaszustand im Einlassbehälter ς_{2i} abbildet. Der Messvektor ς_{2i} besteht aus dem Ladedruck p_{2i} , der Temperatur T_{2i} und dem relativen Sauerstoffanteil X_{2i} im Einlassbehälter. Die zugehörigen Sensoreigenschaften sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

$$\varsigma_{2i} = [p_{2i}, T_{2i}, X_{2i}]^T \quad \text{Regel- / Messgrößen} \quad (6.4)$$

Die oben genannte Sollwerttransformation ist in der schematischen Darstellung des Gaszustandsreglers (vgl. Bild 6.2) durch den mit „AA“ gekennzeichneten Block dargestellt. Eine genau Beschreibung der Sollwerttransformation erfolgt im Abschnitt 6.4.3.

Um den aktuellen Schätzwert des Gaszustandes im Zylinder aus den Messgrößen des Einlassbehälters zu berechnen (vgl. Block mit Kennzeichnung „AB“), werden die statischen Modellgleichungen der Sollwerttransformation in invertierter Form verwendet. Da die Modelle der Blöcke „AA“ und „AB“ auf den selben Algorithmen beruhen, wird immer dann ein stationär genau eingeregelter Gaszustand im Zylinder vorliegen ($\hat{\varsigma} = \varsigma_{\text{des}}$), wenn auch die messbaren Gaszustände des Einlassbehälters stationär genau eingeregelt sind ($\varsigma_{2i} = \varsigma_{2i,\text{des}}$).

6.1.3 Regelkreise

Betrachtet man die Gütekennfelder der untersuchten Motorbetriebspunkte aus Bild 3.9 ist zu erkennen, dass der relative Sauerstoffanteil X_{cyl} der dominante Gaszustand ist. Betrachtet man zusätzlich die zugehörigen, optimierten Motorausgangsgrößen in Bild 3.11 ist auch zu erkennen, dass eine gleichzeitige Minimierung der Emissionen und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs nur bei geringen relativen Sauerstoffanteilen im Zylinder möglich ist. Die präzise, hochdynamische Regelung des relativen Sauerstoffanteils bildet daher die Grundlage der emissionsarmen und effizienten dieselmotorischen Verbrennung. Tritt im Transientbetrieb durch eine Regelabweichung des Gaszustandes ein temporärer, hoher relativer Sauerstoffanteil auf, wird dieser, trotz optimaler Verbrennungssteuerung, zu erhöhter Emissionsbildung und verminderter Effizienz führen. Beim Entwurf des Gaszustandsreglers gilt es daher eine Struktur zu entwickeln, bei der die hochdynamische Regelung des relativen Sauerstoffanteils X_{cyl} die oberste Priorität bildet.

Ladedruckregelung: Der Ladedruck ist nach Bild 6.2 die regelbare Zwischengröße zum Steuern der Gasmasse im Zylinder.

In den Gütekennfeldern der Verbrennungsoptimierung aus Bild 3.9 ist im Allgemeinen ein verringerter Gütefunktionswert in Richtung verringerter Zylindergasmassen erkennbar. Ein Gaszustand im Zylinder mit geringer Gesamtgasmasse wird daher als besser bewertet. Die Gründe hierfür sind verringerte Turboladerverluste, die bei sinkenden Zylindergasmassen und konstanten Einspritzmengen zu einem Anstieg des Drehmomentes führen.

Zusätzlich kann in den Kennfeldern von Bild 6.2 bis zu einem Abgaslambda von $\lambda_3 = 1,05$ kein Einfluss der Gesamtgasmasse im Zylinder auf die Emissionen von Ruß und NO_x nachgewiesen werden, sodass zur Effizienzsteigerung eine möglichst geringe Zylindergasmasse nahe der Rußgrenze einzuregeln ist.

Wie in Abschnitt 6.2 genauer erläutert wird, ist aus diesem Grunde im aufgeladenen Betriebsbereich des Dieselmotors eine Quantitätsregelung sinnvoll. In Anlehnung an den Otto-Motor ist die notwendige Sollgasmasse im Zylinder damit über die Soll-Kraftstoffmasse definiert. Offensichtlich ist unter dieser Voraussetzung *der Wert der Gasmasse \dot{m}_{cyl} über den Fahrerwunsch bestimmt und steht nicht weiter als Zustandsgröße zur Verfügung um den Trade-Off zwischen Effizienz und Emissionsausstoß zu optimieren*. Es resultiert hieraus im Umkehrschluss, dass die Gasmassen- bzw. Ladedruckregelung lediglich zur Optimierung der dynamischen Drehmomenttrajektorie, d.h. des Ansprechverhaltens Verwendung finden kann. Da der Schwerpunkt dieser Arbeit nicht die Leistungssteigerung von Dieselmotoren ist, sondern die Entschärfung des Paretoproblems zwischen Effizienz- und Emissionsausstoß im hochdynamischen Betrieb, wurde auf die Entwicklung einer optimierten Ladedruckregelung verzichtet.

Die Leitschaufelstellung der Turbine zeigt im Gegensatz zu den AGR-Ventilen keine dominante, physikalische Kopplung, die zur Regelung des relativen Sauerstoffanteils X_{cyl} oder der Temperatur T_{cyl} verwendet werden könnte. Wie in Bild 6.2 durch den Block mit der Kennzeichnung „B“ dargestellt ist, kann daher für den Ladedruckregler eine unabhängige Reglerstruktur gewählt werden.

Die Leitschaufelposition der Turbine wird daher als Stellgröße zur Ladedruckregelung verwendet, während die verbleibenden Aktoren des Luftpfades als Stellglieder zur Sauerstoff- und Temperaturregelung (X_{cyl} , T_{cyl}) eingesetzt werden.

Auf Grund dieser dezentralen Reglerstruktur kann der Gaszustandsregler mit einem beliebigen Ladedruckregler kombiniert werden. Im Rahmen der Onlineoptimierung am Motorenprüfstand wurde zur Regelung des Ladedrucks eine elektrische VTG-Aktorik mit parametervariabler PI-PD-Kaskadenregelung verwendet. Zum Zwecke der Vergleichbarkeit wird diese bei den Validierungen von Kapitel 6 und 7 durch die Serienladedruckregelung mit pneumatischer Aktorik ersetzt.

Temperatur- und Sauerstoffregelung: Die Qualitätsregelung des Gases im Zylinder, d.h. die Regelung der intensiven, massenunabhängigen Gaszustände X_{cyl} und T_{cyl} ist der Schwerpunkt des vorliegenden Kapitels. Wie in Bild 6.2 durch die Blöcke CA und CB dargestellt ist, wird hierzu ein modellbasierter MIMO-Regler entworfen. Um die übermäßige Emissionsbildung und Effizienzverschlechterung im Transientbetrieb zu minimieren, muss dieser Regler eine Struktur besitzen, die ein hochdynamisches und verzögerungsfreies Einregeln des Gaszustandes ermöglicht. Im Widerspruch dazu steht, dass der zu regelnde Prozess wegen der Gaslaufzeiten im Frischluft- und Abgasstrang mit Totzeiten im Bereich von mehreren Sekunden behaftet ist und zusätzlich die Regelgröße T_{2i} nur mit einer Sensorzeitkonstante von $T_{90\%} = 5,9 \text{ s}$ (vgl. Tabelle 6.1) gemessen werden kann.

Ein zufriedenstellendes Regelverhalten kann daher nur dann erzielt werden, wenn die Vorsteuerung CA eine Güte aufweist, die ausreichend ist, um die Nachteile einer schwachen Rückführung kompensieren zu können. Aus diesem Grund liegt der Schwerpunkt bei der Reglerentwicklung im Entwurf der Vorsteuerung CA.

In Abschnitt 6.3 wird gezeigt, dass bei der Verwendung einer Hoch- und Niederdruck-AGR eine

Tabelle 6.1: Dynamische Eigenschaften ausgewählter Sensoren: Die dynamischen Kenngrößen der NO_x -, Ruß- und Lambda-Sensorik sind [Mrosek, Sequenz u. a. 2011], [Isermann 2014], [Kimmich 2004] entnommen. Die verbleibenden Angaben stammen aus entsprechenden Produktdatenblättern. Für Begriffserklärungen siehe Symbolverzeichnis.

Zustand	Druck	Temperatur	Lambda
Hersteller	BOSCH	RÖSSEL	BOSCH
Typ	PSB-2	NiCr-Ni bis 1200 °C	LSU4.7
Zeitkonstante	$T_{10-90\%} = 1 \text{ ms}$	$T_{90\%} = 5900 \text{ ms}$ (für Luft bei $v = 2 \text{ m/s}$)	$T_{PT1} \approx 100 \text{ ms}$ (bei $n_{\text{eng}} = 1000 \text{ U/min}$)
Totzeit	$T_d \approx 0$	$T_d \approx 0$	$T_d \approx 40 \text{ ms}$
Messunsicherheit	$\pm 0,028 \text{ bar (FS)}$	$2,5 \text{ °C}$	$\pm 3\%$ bei $\lambda = 1,7$
Zustand	Luftmasse	NO_x	Ruß
Hersteller	BOSCH	NGK	AVL
Typ	HFM5	TNS-1111-20A	MicroSoot
Zeitkonstante	$T_{95\%} = 30 \text{ ms}$	$T_{PT2a} \approx 120 \text{ ms}$, $T_{PT2b} \approx 450 \text{ ms}$ (bei $V_{\text{exh}} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$)	$T_{PT1} \approx 800 \text{ ms}$ (bei $V_{\text{exh}} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$)
Totzeit	$T_d \approx 0$	$T_d \approx 240 \text{ ms}$ (bei $V_{\text{exh}} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$)	$T_d \approx 2200 \text{ ms}$ (bei $V_{\text{exh}} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$)
Messunsicherheit	$\pm 3\%$	k. A.	$\pm 3\% / \pm 10\%$ (abh. v. Verdünnungsluft)

unabhängige, dezentrale Steuerung und Regelung der Gastemperatur T_{2i} und des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} möglich ist, ein verkoppelter Ansatz jedoch vor allem im hochdynamischen Betrieb deutliche Vorteile bietet. Die zugrundeliegenden Modellgleichungen der Vorsteuerung müssen die dominanten, physikalischen Zusammenhänge beschreiben und im Besonderen die komplexen Dynamiken des Hochdruck- und Niederdruckpfades präzise abbilden. Zusätzlich muss die Modellkomplexität auf ein notwendiges Minimum reduziert werden, um den Identifikations- und Applikationsaufwand zu minimieren.

Des weiteren muss beim Entwurf der Steuergleichungen darauf Rücksicht genommen werden, mit welcher Dynamik und Genauigkeit die verwendeten Sensorgößen messtechnisch erfasst werden können. Betrachtet man die Sensorkenngrößen in Tabelle 6.1 ist zu erkennen, dass sich die Sensoren des Luftpfades in ihren Eigenschaften stark unterscheiden können.

Die Temperatursensoren zeigen bspw. mit einer Zeitkonstante von $T_{90\%} = 5,9 \text{ s}$ eine geringe Dynamik und sind somit zum Erfassen dynamischer Vorgänge ungeeignet. Wie in der schematischen Zeichnung des Luftpfades zu erkennen ist (vgl. Bild 6.1), werden sie daher nur dann als messbare Zustandsgröße der modellbasierten Vorsteuerung verwendet, wenn sich ihre Messstelle an einem Ort befindet, an dem die Temperatur eine reduzierte Dynamik aufweist. Hierzu gehören die Außentemperatur T_a als auch die Messstellen nach den Wärmetauschern (T_{2ic} , T_{lpegr} , T_{hpegr}).

Die Einlasstemperatur T_{2i} zeigt wegen der Mischvorgänge von Kompressor- und Hochdruck-AGR-Massenstrom eine hohe Dynamik und kann daher nicht als messbare Zustandsgröße in den Gleichungen der Vorsteuerung verwendet werden.

Wie in Abschnitt 6.3.1 an einem ausführlichen Beispiel erläutert wird, weisen die Drucksenso-

ren des Versuchsmotors eine ungenügende Genauigkeit auf, um die geringen Druckdifferenzen im Niederdruckbereich des Luftpfades auflösen zu können. Wie in Bild 6.1 dargestellt ist, werden daher in den folgenden Modell- und Steuergleichungen lediglich Drucksensorwerte des Hochdruckluftpfades (p_{2i} , p_{hpegr}) verwendet.

Auf Grund von Modellungenauigkeiten und unkompensierten Störungen stellt sich am Streckenausgang bei einer Steuerung durch den Block CA aus Bild 6.2 im Allgemeinen eine Steuerabweichung $X_{2i} \neq X_{2i,des}$, $T_{cyl} \neq T_{2i,des}$ ein. Ein intuitives Vorgehen um diesen Fehler auszugleichen, liegt darin, die Steuerfehler $r_{X_{2i}} = X_{2i,des} - \hat{X}_{2i}$ und $r_{T_{2i}} = T_{2i,des} - \hat{T}_{2i}$ kontinuierlich auf die zugehörigen Sollwerte zu addieren bis sich am Streckenausgang der gewünschte Ist-Wert einstellt. Ein ähnlicher Ansatz wird beim Reglerentwurf nach dem *Interna Model Control*-Prinzip (IMC) verfolgt.

Beim IMC wird die Vorsteuerung (Block CA) um das Streckenmodell (Block CB) erweitert. Es ist so möglich den Modellfehler $r_{X_{2i}}$ und $r_{T_{2i}}$ zu berechnen und durch eine Rückführung vom entsprechenden Sollwert abzuziehen (vgl. Bild 6.2). Der IMC ist ein modellbasierter Regler, der durch die Identifikation und Invertierung des Streckenmodells parametrisiert ist.

Wie bereits erwähnt, besteht ein grundlegendes Problem bei der Regelung der Gastemperatur T_{2i} darin, dass sie über den Massenstrom der Hochdruck-AGR zwar hochdynamisch stellbar ist, ihr Messwert jedoch, nur stark verzögert gemessen werden kann. Dies kann bei ungeeigneter Reglerauslegung dazu führen, dass die Gastemperatur lediglich als Zwischengröße zum Temperieren des Sensors verwendet wird. Die Ist-Temperatur kann im Transienten wegen des zusätzlichen Energiespeichers des Thermoelements deutlich von ihrem Sollwert abweichen. Durch den modellbasierten IMC-Reglerentwurf kann dieses Problem gelöst werden, indem das Tiefpassverhalten des Sensors im Streckenmodell CB berücksichtigt wird, jedoch im Vorsteuermodell CA hingegen nicht. Der Regelfehler wird dadurch mit der messbaren Dynamik zurückgeführt, während die Gastemperatur dennoch mit der höchst möglichen Systemdynamik vorgesteuert werden kann.

Ein weiterer Vorteil der IMC-Struktur liegt in der klaren Abtrennung der Vorsteuerung vom Streckenmodell. Fällt ein Sensor im Fehlerfall aus oder muss aus Kostengründen eingespart werden, kann die MIMO-Reglerstruktur aus Bild 6.2 uneingeschränkt weiterverwendet werden. Hierzu muss lediglich der entsprechende, zurückgeführte Fehler $r_{X_{2i}}$ bzw. $r_{T_{2i}}$ zu Null gesetzt werden. Der Entwurf des IMC-Reglers, als auch seine Validierung am Motorenprüfstand, erfolgt in Abschnitt 6.4.

6.2 Sollwerte des Gaszustandsvektors ζ

Wie bereits in der Einleitung des Kapitels erläutert, ergeben sich die Sollwerte des Gaszustandsvektors ζ_{des} implizit aus der Verbrennungsoptimierung nach Kapitel 3. Der Optimierer sucht für einen gegebenen Gaszustand ζ und Motorbetriebspunkt x_{op} , durch ein systematisches Variieren der verbrennungsrelevanten Stellgrößen u_c , den minimalen Gütefunktionswert $J_{c,opt}$. Das gefundene Minimum $J_{c,opt}$ entspricht dem besten Kompromiss aus geringem spezifischem Kraftstoffverbrauch b_{sfc} und geringen spezifischen Emissionen \dot{m}_{psNO_x} , \dot{m}_{pspm} , der für den gegebenen Gas-

zustand ζ und Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} erzielt werden kann.

Die Ergebnisse der Optimierung können visualisiert werden, indem die gefundenen, minimalen Gütefunktionswerte $J_{c,\text{opt}}$ für jeden Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} in Abhängigkeit des Gaszustandes ζ in einem Kennfeld dargestellt werden. Der Gaszustand eines Kennfeldes, der als tiefster Punkt den geringsten Funktionswert aufweist, definiert den optimalen Gaszustand ζ_{opt} eines Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} .

Die Menge der Minima aller Kennfelder kann in einer Datenstruktur abgelegt werden und als betriebspunktabhängiges Sollwertkennfeld des Gaszustandes eingesetzt werden.

$$\zeta_{\text{des}} = \zeta_{\text{opt}} = f(\mathbf{x}_{\text{op}}) \quad (6.5)$$

Bei einem Vergleich der motorbetriebspunktspezifischen Gütekennfelder sind Analogien erkennbar. Im Folgenden werden diese Analogien verwendet, um vereinfachte Sollwerte des Gaszustandsreglers $\zeta_{\text{des}} = [m_{\text{cyl,des}} \ T_{\text{cyl,des}} \ X_{\text{cyl,des}}]^T$ abzuleiten.

6.2.1 Relativer Sauerstoffanteil X_{cyl}

In den Gütekennfeldern aus Bild 3.9 als auch in den optimierten Emissionskennfeldern (vgl. Bilder 3.11, 3.10) kann für alle untersuchten Motorbetriebspunkten eine Sättigung der Kennfelder bei einem relativen Sauerstoffanteil von $X_{\text{cyl}} \approx 0,85$ beobachtet werden. In den Kennfeldern der Stellgrößen (vgl. Bild 3.12) ist diese Sättigung jedoch nicht zu erkennen. Dies bedeutet, dass die Stellgrößen der Verbrennung generell in Abhängigkeit des relativen Sauerstoffanteils gesteuert werden müssen, unterhalb des Schwellwertes von $X_{\text{cyl}} \approx 0,85$ jedoch keine Verbesserung in den Motorausgangsgrößen erzielt werden kann.

Bei aktiver gaszustandsspezifischer Verbrennungssteuerung kann damit der Sollwert des relativen Sauerstoffanteils im untersuchten Wertebereich von $0,7 < X_{\text{cyl}} < 0,85$ beliebig gewählt werden, ohne dass sich hierdurch negative Auswirkung auf die Motorausgangsgrößen ergeben.

Unter dieser Voraussetzung können praktische Aspekte bei der Definition eines Sollwertes berücksichtigt werden.

Im Allgemeinen gilt, dass durch die Zugabe von Inertgas die zur Verfügung stehende Frischluftmasse reduziert wird. Durch einen global gültigen Sollwert des relativen Sauerstoffanteils wird daher die maximal mögliche Einspritzmasse limitiert. Zur Maximierung des Betriebsbereiches sollte daher ein Sollwert des relativen Sauerstoffanteils gewählt werden, der möglichst nahe am Schwellwert von $X_{\text{cyl}} \approx 0,85$ gelegen ist.

Wird jedoch ein Sollwert des relativen Sauerstoffanteils gewählt, der zu nahe an diesem Schwellwert liegt, kann es durch Regelabweichungen dazu kommen, dass dieser überschritten wird und somit im Transientbetrieb ein Gaszustand vorliegt, der zu Motorausgangsgrößen mit verringerter Güte führt. Der Sollwert des relativen Sauerstoffanteils sollte daher so gewählt werden, dass der Schwellwert von $X_{\text{cyl}} \approx 0,85$ auch im Transientbetrieb nicht durch eine Regelabweichung überschritten wird.

Für den untersuchten Motor hat sich in der Praxis ein konstanter Sollwert zwischen $0,75 < X_{\text{cyl}} < 0,8$ als geeignet erwiesen.

$$0,75 < X_{\text{cyl,des}} < 0,8 \quad (6.6)$$

6.2.2 Gasmasse m_{cyl}

Wie bereits in Abschnitt 6.1.3 erläutert wurde, ist in den Gütekennfeldern der Verbrennungsoptimierung aus Bild 3.9 ein verringerter Funktionswert in Bereichen mit reduzierter Zylindergasmasse zu erkennen. Ein Gaszustand mit verringerter Gesamtgasmasse ist daher als besser zu bewerten. Die Gründe hierfür sind verringerte Gaswechsel- und Pumpverluste, die bei sinkenden Zylindergasmassen zu einem reduzierten spezifischen Verbrauch führen.

Da in den Kennfeldern zusätzlich zu beobachten ist, dass die Gesamtgasmasse im Zylinder keinen Einfluss auf die Emissionsbildung von Ruß und NO_x hat, muss zur Effizienzsteigerung eine möglichst geringe Zylindergasmasse eingeregelt werden.

Mit aktiver gaszustandsspezifischer Verbrennungssteuerung kann bei einem relativen Sauerstoffanteil von $X_{\text{cyl}} \approx 0,8$ auch im dynamischen Betrieb eine nahezu rußfreie Verbrennung bei Abgaslambdawerten von bis zu $\lambda = 1,05$ erzielt werden. Dies entspricht einem relativen Sauerstoffanteil im Abgaskrümmer von $X_{3,\min} = 0,0448 \approx 0,05$. Wie in Abschnitt 6.3.3 gezeigt wird, kann dieser Minimalwert als Funktion der Einspritzmenge \hat{m}_f und des relativen Sauerstoffanteils im Zylinder \hat{X}_{cyl} in eine minimale Soll-Gesamtgasmasse im Zylinder $m_{\text{cyl,des}}$ umgerechnet werden.

$$m_{\text{cyl,des}} = \hat{m}_f \frac{14,5 + X_{3,\min}}{\hat{X}_{\text{cyl}} - X_{3,\min}} \quad (6.7)$$

Die Gasmasse im Zylinder weißt wegen der Trägheit des Aufladesystems im Vergleich zur eingespritzten Kraftstoffmasse und zum relativen Sauerstoffanteil eine wesentlich geringere Dynamik auf. In Anlehnung an die Betriebsstrategie des Otto-Motors wird daher vorgeschlagen, die Sollgasmasse $m_{\text{cyl,des}}$ aus dem Kraftstoffmassen-Sollwert des Fahrerwunsches zu berechnen. Mit dem Sollwert des Vorhaltpfades $m_{f,\text{lead}}$ resultiert für die Soll-Gasmasse im Zylinder:

$$m_{\text{cyl,des}} = m_{f,\text{lead}} \frac{14,5 + X_{3,\min}}{X_{\text{cyl,des}} - X_{3,\min}} \quad (6.8)$$

Der Ist-Werte der Gasmasse \hat{m}_{cyl} wird in einem zweiten Schritt zur Berechnung der tatsächlich einzuspritzenden Soll-Kraftstoffmasse $\hat{m}_{f,\text{des}}$ verwendet.

Im Gegensatz zum Otto-Motor mit Lambda-Regelung ist es beim Dieselmotor zulässig diesen Kraftstoffmassen-Sollwert zu unterschreiten, wenn ein Gasmassenüberschuss vorliegt und die entsprechende Sollgasmasse nicht eingeregelt werden kann ($m_{\text{cyl}} > m_{\text{cyl,des}}$). Dies kann beispielsweise möglich sein, wenn der Motor im nicht aufgeladenen Bereich betrieben wird und ein verlustbehaftetes Androsseln vermieden werden soll. Ein weiteres Szenario liegt im aufgeladenen Betrieb bei fallender Last vor, wenn der Turbolader auf Grund der Prozessdynamik ein Gasmassenüberschuss fördert. In diesen Fällen ergibt sich die einzuspritzende Kraftstoffmasse unmittelbar aus dem Sollwert der Drehmomentanforderung $m_{f,\text{lead}}$. Es resultiert somit folgende Strategie für die Berechnung des Kraftstoffmassen-Sollwertes.

$$m_{f,\text{des}} = \hat{m}_{\text{cyl}} \frac{X_{2i} - X_{3,\min}}{14,5 + X_{3,\min}} \quad \text{für} \quad \hat{m}_{\text{cyl}} \leq m_{\text{cyl,des}} \quad (6.9a)$$

$$m_{f,\text{des}} = m_{f,\text{lead}} \quad \text{für} \quad \hat{m}_{\text{cyl}} > m_{\text{cyl,des}} \quad (6.9b)$$

Im Falle eines Gasmassenüberschuss (Gleichung 6.9b) liegt damit eine dieseltypische Qualitätsregelung vor. Wird der Motor jedoch im aufgeladenem Bereich stationär oder bei steigender Last betrieben, wird zur Minimierung der Gaswechsel- und Pumpverluste eine Quantitätsregelung vorgeschlagen, wie sie beim Otto-Motor üblich ist.

Die Drehmomenttrajektorie ergibt sich demnach, bei einer steigenden Sprunganregung des Soll-drehmomentes, unmittelbar aus der geförderten Gesamtgasmasse \hat{m}_{cyl} . Zur Optimierung des dynamischen Ansprechverhaltens des Dieselmotors können daher die selben Maßnahmen ergriffen werden, wie sie beim Otto-Motor üblich sind. Ein Beispiel hierfür ist das dynamische *Scavenging*. Durch die Verwendung eines variablen Ventiltriebes können die Nockenwellen bei steigender Last in die Überschneidung gestellt werden, sodass die Zylinder im Übergang vom Ausstoß zum Ansaugtakt durchspült werden. Hierdurch kann der Abgasmassenstrom erhöht und die Turbine schneller beschleunigt werden.

Eine weitere Verbesserung des Ansprechverhaltens kann durch zusätzliche Bauteile, wie beispielsweise elektrische Turbolader [Martin u. a. 2014], [Goppelt 2015] oder pneumatische Luftspeicher [Birch 2016], [Fleiss u. a. 2016] erzielt werden.

6.2.3 Gastemperatur T_{cyl}

Im Kapitel 3 zur Verbrennungsoptimierung konnte kein Einfluss der Gastemperatur T_{cyl} auf die Güte des Gaszustandes nachgewiesen werden. Die optimalen Stellgrößen der Verbrennung sind zwar für verschiedene Gastemperaturen unterschiedlich, die resultierenden Gütefunktionswerte jedoch nicht. Der Einfluss der Gastemperatur auf die Emissions- und Drehmomentbildung kann durch die gaszustandsspezifische Anpassung der verbrennungsrelevanten Stellgrößen u_c kompensiert werden, sodass nicht nur die gleiche Verbrennungsgüte J_c resultiert, sondern auch gleiche, optimierte Motorausgangsgrößen y_c . Es kann geschlussfolgert werden, dass für einen optimalen Transientbetrieb eine gastemperaturabhängige Steuerung der Verbrennung nötig ist, eine Gastemperaturregelung im Zylinder jedoch nicht.

Eine Steuer- bzw. Regelstrategie der Temperatur kann dennoch auf Basis von Prüfstandsbeobachtungen abgeleitet werden. Was aus den Ergebnissen der Verbrennungsoptimierung nur indirekt hervorgeht ist die Tatsache, dass im nicht aufgeladenen Betriebsbereich ($\hat{m}_{\text{cyl}} > m_{\text{cyl,des}}$) die Zylinderfüllung m_{cyl} durch hohe Gastemperaturen T_{cyl} minimiert werden kann. Die Querkopplung zwischen Gastemperatur und Gasmasse kann daher ausgenutzt werden um eine weitere Effizienzsteigerung durch die Verringerung von Gaswechsel- und Pumpverlusten zu erzielen.

Analog kann die Gastemperatur minimiert werden, wenn eine Erhöhung der Gasmasse im Zylinder erzielt werden soll ($\hat{m}_{\text{cyl}} \leq m_{\text{cyl,des}}$). Es ist somit möglich, das maximale Drehmoment und damit den Betriebsbereich des Motors zu erhöhen.

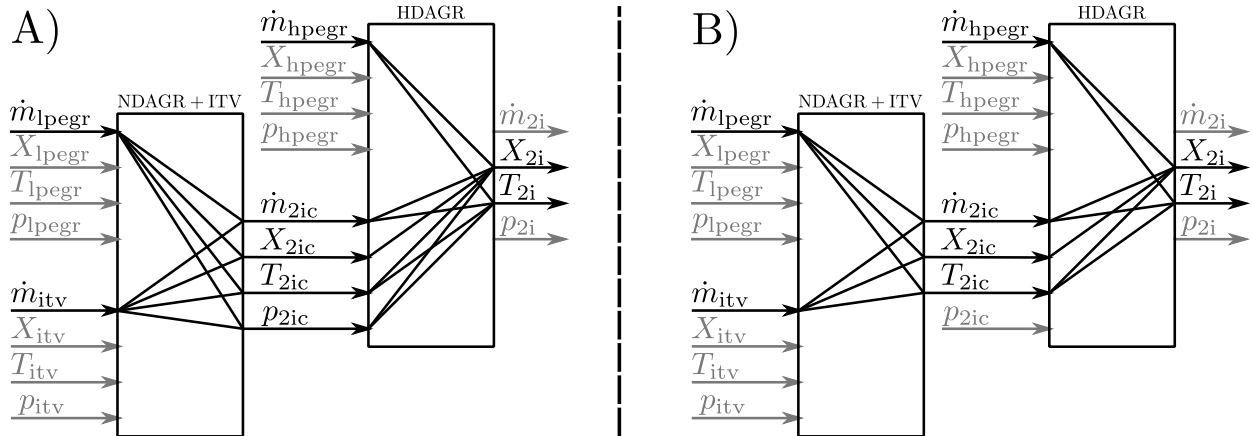


Bild 6.3: Physikalische Verkopplungen zwischen den stellbaren Massenströmen (Ansaugklappe: \dot{m}_{itv} , Niederdruck-AGR: \dot{m}_{lpegr} , Hochdruck-AGR \dot{m}_{hpegr}) und den zu steuernden Zuständen des Einlassbehälters (X_{2i} , T_{2i}). Die Zustände nach dem Ladeluftkühler (Index 2ic) bilden die steuerbaren Zwischengrößen des Niederdruckzweiges. A) Allgemeine Darstellung. B) Der Druck p_{2ic} wird durch die dezentrale Ladedruckregelung gestellt und steht nicht als steuerbare Zwischengröße zum Stellen von T_{2i} und X_{2i} zur Verfügung.

Es ergeben sich somit die folgenden Sollwerte für die Gastemperatur im Zylinder T_{cyl} :

$$T_{cyl,des} = T_{cyl,min} \quad \text{für} \quad \hat{m}_{cyl} \leq m_{cyl,des} \quad (6.10a)$$

$$T_{cyl,des} = T_{cyl,max} \quad \text{für} \quad \hat{m}_{cyl} > m_{cyl,des} \quad (6.10b)$$

Durch das Koppeln der Sollgastemperatur $T_{cyl,des}$ an die Regelabweichung der Gasmasse ergeben sich auch Vorteile im dynamischen Betrieb. Bei einem steigenden Lastsprung im aufgeladenen Betriebsbereich liegt im Dynamischen im Allgemeinen ein Luftmangel vor ($\hat{m}_{cyl} < m_{cyl,des}$). Wird in dieser Situation nach Gleichung 6.10a eine minimale Gastemperatur gefordert, resultiert nicht nur wegen der erhöhten Gasdichte, sondern vor allem wegen des ausschließlichen Niederdruck-AGR-Betriebs ein maximaler Abgasmassenstrom an der Turbine. Hierdurch wird der Ladedruckaufbau und über Gleichung 6.9a das Ansprechverhalten des Motors verbessert.

6.3 Gaszustandssteuerung

Ziel dieses Kapitels ist es physikalisch basierte Modellgleichungen zu entwickeln, die eine Steuerung des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Gastemperatur T_{2i} durch die elektrisch verstellbaren Drosselstellen des Luftpfades ermöglichen (vgl Block CA in Bild 6.2).

Betrachtet man das Luftpfadsystem des untersuchten Motors (vgl. Bild 6.1) ist zu erkennen, dass sich das Gas im Einlassbehälter (Index 2i) aus drei unterschiedlichen Gas-Quellen zusammensetzt. Die erste Quelle ist die Umgebungsluft, die durch den Luftfilter strömt (Index itv) und nach der Ansaugklappe mit der zweiten Gasquelle, dem Massenstrom des Niederdruck-AGR-Ventils

(Index lpegr), zusammentrifft. Der Summenmassenstrom beider Quellen wird zunächst im Kompressor verdichtet und vermischt sich, nach dem Abkühlen im Ladeluftkühler (Index 2ic), am Ausgang des Hochdruck-AGR-Ventils mit der dritten Gasquelle (Index hpegr). Der Zustand der drei zugeführten Gase kann jeweils durch den Massenstrom \dot{m} , den relativen Sauerstoffanteil X , die Temperatur T und den Druck p beschrieben werden.

Wie in Bild 6.3A dargestellt ist, existieren somit in der Summe 3 Massenströme (\dot{m}_{lpegr} , \dot{m}_{itv} , \dot{m}_{hpegr}) die jeweils mit 4 Gaszuständen einen Einfluss auf den relativen Sauerstoffanteil X_{2i} und die Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter ausüben können. Von diesen insgesamt 12 Gaszuständen können jedoch lediglich die drei Massenströme \dot{m}_{lpegr} , \dot{m}_{itv} und \dot{m}_{hpegr} durch die AGR-Ventile und die Ansaugklappe manipuliert werden.

Die Drosselventile des Niederdruckpfades wirken nicht unmittelbar auf den Gaszustand im Einlassbehälter, sondern haben zunächst einen Einfluss auf die vier Gaszustände nach dem Ladeluftkühler (\dot{m}_{2ic} , X_{2ic} , T_{2ic} , p_{2ic}). Wie in Bild 6.3A zu sehen ist, bilden diese Gaszustände stellbare Zwischengrößen, die zusammen mit dem Massenstrom der Hochdruck-AGR \dot{m}_{hpegr} über 8 Koppelpfade zum Stellen der Steuergrößen X_{2i} und T_{2i} verwendet werden können.

In den vorangegangenen Abschnitten wurde erläutert, dass zur Regelung der Gasmasse im Zylinder eine dezentrale Ladedruckregelung verwendet wird. Der Druck nach dem Ladeluftkühler (p_{2i}) wird daher unmittelbar durch den VTG-Turbolader geregelt und steht daher nicht als stellbare Zwischengröße zum Steuern des relativen Sauerstoffanteils und der Temperatur im Einlassbehälter zur Verfügung. Es verbleiben die in Bild 6.3B dargestellten, physikalischen Kopplungen zwischen den unmittelbar stellbaren Massenströmen der Drosselventile (\dot{m}_{lpegr} , \dot{m}_{itv} , \dot{m}_{hpegr}) und den Steuergrößen des Einlassbehälters X_{2i} und T_{2i} .

Von der Summe aller zur Verfügung stehenden Kopplungen sind in der Praxis auf Grund von bspw. physikalisch begrenzten Stellbereichen oder ungeeigneten Dynamiken nur eine Untermenge als Steuerpfade sinnvoll.

Ziel dieses Kapitels ist es diese geeigneten Steuerpfade auf Basis von physikalischen Überlegungen bzw. Prüfstandsmessungen zu identifizieren. In Abschnitt 6.3.2 werden zunächst die 8 Möglichen Kopplungen des Niederdruckpfades untersucht und Gleichungen hergeleitet, die das Modellieren und Steuern der Gaszustände nach dem Ladeluftkühler (Index 2ic) ermöglichen. In Abschnitt 6.3.3 erfolgt analog eine Analyse der Hochdruckpfades. Es wird untersucht über welche Koppelpfade der relative Sauerstoffanteil und die Temperatur des Einlassbehälters durch die Gaszustände nach dem Ladeluftkühler und den Massenstrom der Hochdruck-AGR manipuliert werden können. Im Abschnitt 6.3.4 bzw. 6.3.5 wird die Summe aller Algorithmen zu einem ent- bzw. verkoppelter Gesamtansatz der Gaszustandssteuerung kombiniert.

6.3.1 Drosselstellen

Der Drosselvorgang von kompressiblen Fluiden lässt sich im Allgemeinen durch die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben. Um diese lösen zu können, müssen anwendungsbezogene Vereinfachungen getroffen werden. Zum Ableiten einer Beschreibungsgleichung des Massenstroms nimmt man an, dass die Drosselstelle von einem idealen Gas eindimensional durchströmt wird und das dieses beim Passieren der Engstelle keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht. Wei-

ter wird angenommen, dass die Wärmeleitfähigkeit als auch die Viskosität des Gases vernachlässigbar ist und daher zu null angenommen werden kann [Carlsson 2007]. Unter diesen Randbedingungen kann folgende, bekannte Gleichung für den Massenstrom eines kompressiblen Fluids beim Durchströmen einer Drosselstelle abgeleitet werden.

$$\hat{m}_{\text{tv}} = A_{\text{eff}} \frac{p_{\text{in}}}{\sqrt{R_s T_{\text{in}}}} \Psi \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right) \quad (6.11)$$

Hierbei beschreiben die Indizes „in“ bzw. „out“, dass es sich um eine Zustandsgröße vor bzw. nach der Drosselstelle handelt. Die Funktion $\Psi \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)$ wird Durchflussfunktion genannt. Sie ist eine einheitenlose Funktion, die die stark nichtlineare Abhängigkeit des Massenstromes vom Druckverhältnis ($p_{\text{out}}/p_{\text{in}}$) beschreibt.

$$\Psi \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right) = \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{\frac{1}{n}} \sqrt{\frac{2n}{n-1} \left(1 - \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right)} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} \geq p_c \quad (6.12a)$$

$$\Psi \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right) = \sqrt{n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} < p_c \quad (6.12b)$$

$$p_c = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} p_{\text{in}} \quad (6.12c)$$

In obiger Gleichung ist n der Polytropenexponent. Wie in Bild E.1 auf Seite 182 des Anhangs dargestellt ist, hat die Durchflussfunktion bei geringen Druckdifferenzen eine hohe Steigung. Das Modell zeigt in diesem Bereich eine hohe Sensitivität. Bei großen Querschnittsflächen können damit geringste Druckschwankungen zu beträchtlichen Änderungen des Massenflusses führen. Steigt der Differenzdruck an der Drosselstelle, nimmt die Steigung und damit die Sensitivität ab. Unterschreitet der Ausgangsdruck den kritischen Druck $p_{\text{out}} = p_c \approx 0,5 p_{\text{in}}$, erreicht das Fluid Schallgeschwindigkeit und konvergiert zu einem konstanten Wert $\Psi_{\text{max}} \approx 1/\sqrt{2}$. In Gleichung 6.11 ist A_{eff} die effektive Querschnittsfläche der Drosselstelle. Sie ist das Produkt aus der geometrischen Querschnittsfläche A_{geo} und der Ausflusszahl μ_{tv} .

$$A_{\text{eff}} = \mu_{\text{tv}} A_{\text{geo}} \quad (6.13)$$

Die Ausflusszahl μ_{tv} beschreibt hierbei Einschnür- und Reibungseffekte der Gases beim Durchströmen der Drosselstelle. Für einfache Geometrien ist es möglich Näherungswerte in der Literatur zu finden [Bohl u. a. 2008]. Bei Drosselklappen und AGR-Ventilen handelt es sich jedoch um komplexere Geometrien mit positionsabhängigen Ausflusszahlen. Die effektive Querschnittsfläche A_{eff} gilt daher im allgemeinen als unbekannt und muss experimentell identifiziert werden.

Die geometrische Querschnittsfläche A_{geo} ist die positionsabhängige Stirnfläche der Drosselstelle in Flussrichtung. In der Literatur existieren eine Vielzahl an Gleichungen, die geometrische Querschnittsflächen von üblichen Ventil- bzw. Drosselklappen-Geometrien in Abhängigkeit weniger Parameter berechnen lassen. Da jedoch die Ausflusszahl ohnehin für jede Ventilposition bestimmt werden muss, ist es in der Praxis oft am einfachsten, die effektive Querschnittsfläche A_{eff} unmittelbar zu identifizieren und auf die komplexen geometrischen Beschreibungsgleichungen zu

verzichten.

Die Drosselgleichung 6.11 lässt sich als semiphysikalisches Modell interpretieren, bei dem das physikalische Modell durch die Massenflussdichte \hat{F}_{tv} und das experimentelle Modell durch die effektive Querschnittsfläche $\hat{A}_{\text{eff}} = f_{\text{exp}}(x)$ definiert wird.

$$\hat{m}_{\text{tv}} = \hat{A}_{\text{eff}} \hat{F}_{\text{tv}} \quad (6.14a)$$

$$\hat{F}_{\text{tv}} = \frac{p_{\text{in}}}{\sqrt{R_s T_{\text{in}}}} \Psi \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right) \quad (6.14b)$$

$$\hat{A}_{\text{eff}} = f_{\text{exp}}(x) \quad (6.14c)$$

Online-Identifikation der effektiven Querschnittsfläche: Analog zu den vorherigen Kapiteln 5 und 6 kann die effektive Querschnittsfläche einer Drosselstelle A_{eff} über die in Kapitel 4 vorgestellte adaptive, experimentelle Modellstruktur LOCOMOT identifiziert werden. Nimmt man an, dass die effektive Querschnittsfläche nur von der Aktorposition s_{tv} abhängig ist ($A_{\text{eff}} = f_{\text{exp}}(s_{\text{tv}})$), ergeben sich für das experimentelle Modell folgende Ein- und Ausgangsgrößen:

$$\mathbf{y} = y = A_{\text{eff}} \quad (6.15a)$$

$$\mathbf{x} = x = s_{\text{tv}} \quad (6.15b)$$

Damit die effektive Querschnittsfläche \hat{A}_{eff} während des Modelltrainings bestimmt werden kann, muss die Massenflussdichte über Gleichung 6.14b berechnet und der Massenfluss der Drosselstelle \hat{m}_{tv} gemessen werden:

$$\hat{A}_{\text{eff}} = \frac{\hat{m}_{\text{tv}}}{\hat{F}_{\text{tv}}} = \dot{m} \frac{\sqrt{R_s T_{\text{in}}}}{p_{\text{in}}} \Psi \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \right)^{-1} \quad (6.16)$$

Der Identifikationsprozess wurde für die Hochdruck-AGR, die Niederdruck-AGR sowie für die Ansaugklappe durchgeführt. Für die Ansaugdrosselklappe wurde hierzu als Messwert des Massenstromes \dot{m}_{itv} unmittelbar der Sensorwert des Luftmassenmessers \dot{m}_{maf} verwendet. Da für die Hoch- und Niederdruck-AGR-Ventile kein direkter Messwert zur Verfügung steht, muss über die Massenbilanz eine entsprechende Modellgröße berechnet werden. Hierzu wird jeweils ein AGR-Ventil vollständig geschlossen und der Massenstrom des verbleibenden Ventils über die Differenz aus Motormassenstrom \hat{m}_{eng} (vgl. Kapitel 5) und gemessenem Luftmassensensorwert \dot{m}_{maf} berechnet.

$$\hat{m}_{\text{hpegr}} = \hat{m}_{\text{eng}} - \dot{m}_{\text{maf}} \quad \text{mit} \quad \alpha_{\text{lpegr}} = 0^\circ \quad (6.17a)$$

$$\hat{m}_{\text{lpegr}} = \hat{m}_{\text{eng}} - \dot{m}_{\text{maf}} \quad \text{mit} \quad s_{\text{hpegr}} = 0 \text{ mm} \quad (6.17b)$$

Hierbei ist s_{hpegr} der Hub des druckkompensierten Doppeltellerventils der Hochdruck-AGR und α_{lpegr} der Winkel des Klappenventils der Niederdruck-AGR.

In Bild 6.4 ist das Training des experimentellen Modells am Beispiel der Ansaugdrosselklappe dargestellt. Das einmalige Durchfahren des Stellbereiches ist bereits ausreichend, um die Kennlinie der Drosselklappe zu parametrieren. Die Kalibrierdauer einer beliebigen Drosselstelle beträgt

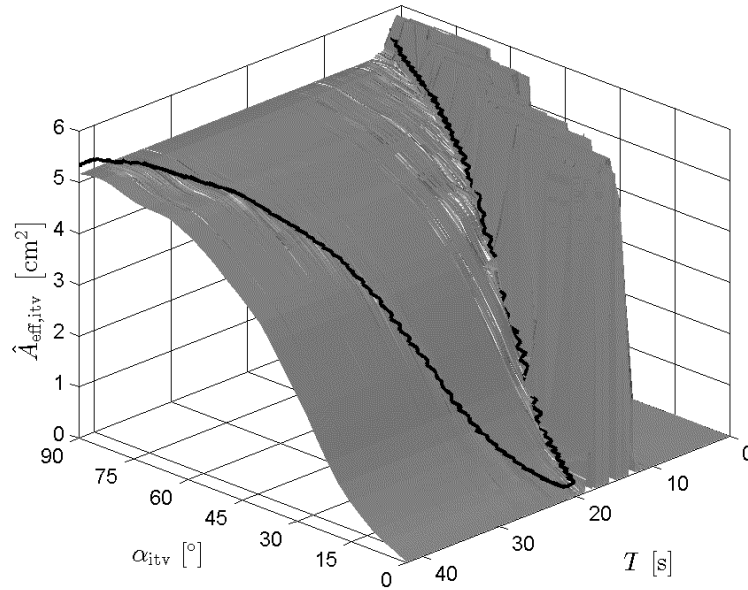


Bild 6.4: Beispielhaftes Onlinetraining der effektiven Querschnittsfläche der Ansaugklappe $\hat{A}_{\text{eff, itv}}$ über LOCOMOT. Der Kalibriervorgang ist nach 20 Sekunden abgeschlossen. Das Profil der Ebene zeigt die resultierende Kennlinie $\hat{A}_{\text{eff, itv}} = f_{A, \text{itv}}(\alpha_{\text{itv}})$.

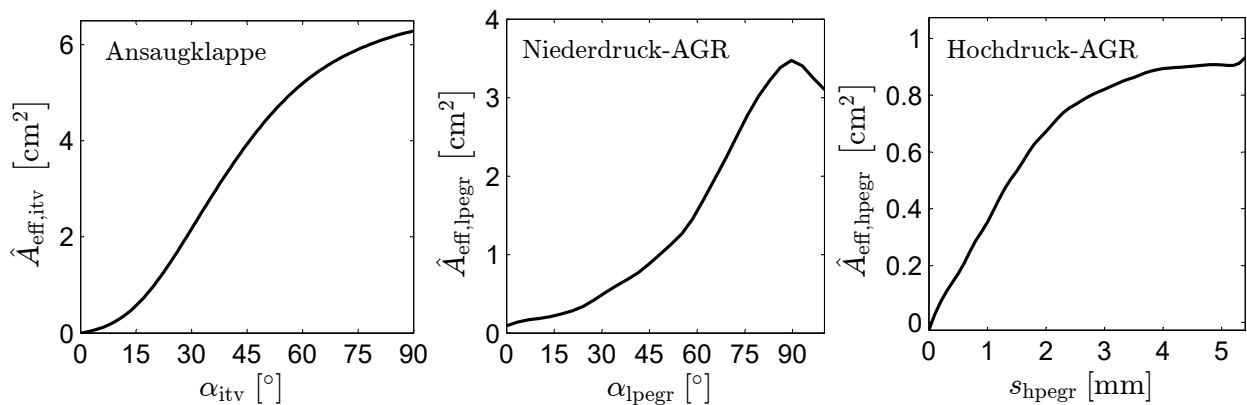


Bild 6.5: Durch LOCOMOT trainierte Kennlinien der effektiven Querschnittsfläche der Drosselkappenventile von Ansaugklappe und Niederdruck-AGR ($\hat{A}_{\text{eff}} = f_A(\alpha)$) sowie des Magnetventils der Hochdruck-AGR ($\hat{A}_{\text{eff, hpegr}} = f_{A, \text{hpegr}}(s_{\text{hpegr}})$).

mit LOCOMOT ca. 20 Sekunden.

Für die Hochdruck-AGR, die Niederdruck-AGR als auch für die Ansaugklappe sind die resultierenden Kennlinien $\hat{A}_{\text{eff}} = f_A(s)$ in Bild 6.5 dargestellt. Bei dem Vergleich der maximal stellbaren effektiven Querschnittsflächen fällt auf, dass die Hoch- und Niederdruck-AGR im Gegensatz zu Ansaugklappe einen deutlich reduzierten Wert aufweisen. Der Hochdruck-AGR-Betrieb kann bei gegebener Hardware daher zu erhöhten Drosselverlusten führen.

Die Hochdruck-AGR ist als elektromagnetisches Hubventil ausgeführt. Es ist zu erkennen, dass bei einem Hub von ca. 2,5 mm bereits 90 % der maximalen effektiven Querschnittsfläche erreicht

ist. Auf Grund der Sättigung der Kennlinie weist das Hochdruck-AGR-Ventil im oberen Hubbereich ein schlechtes Stellverhalten auf.

Die Klappenventile von Niederdruck-AGR und Ansaugklappe zeigen ein deutlich besseres Stellverhalten. Wegen der verringerten Steigung der Kennlinien bei geringen Öffnungswinkeln sind sie auch zum präzisen Regeln des Massenstromes bei geringen AGR-Raten bzw. hohen Differenzdrücken geeignet.

Die Niederdruck-AGR kann bis zu einem Winkel von ca. 100° gestellt werden, was zu einem erneuten Abfallen der Kennlinie führt. Da dieser Bereich zur Regelung ungeeignet ist, wird die Klappenposition auf einen Winkel von 90° begrenzt.

Eine vereinfachte Formulierung der Drosselgleichung ist im Anhang E hergeleitet.

Grenzen der Massenstrommodellierung auf Basis der Drosselgleichung: Wird im Luftpfad eines Dieselmotors mit Niederdruck-AGR eine Ansaugklappe verbaut (vgl. Bild 6.1), wird diese im Allgemeinen verwendet, um den Massenstrom durch das Niederdruck-AGR-Ventil zu erhöhen. Die Drosselventile des Niederdruckluftpfades werden daher in ihrer Kombination als Mischventil verwendet. Eine Drosselung des Gesamtmassenstroms \dot{m}_{eng} , wie es beim Otto-Motor üblich ist, wird im Niederdruckpfad von Serienmotoren auf Grund der einhergehenden Verluste üblicherweise nicht durchgeführt. Geht man daher davon aus, dass zur Minimierung der Drosselverluste mindestens ein Klappenventil des Niederdruckpfades voll geöffnet ist (für eine Begründung vgl. Abschnitt 6.3.2), entstehen im Niederdruckzweig des Luftpfades unter normalen Betriebsbedingungen nur geringe Druckdifferenzen.

In Bild 6.6 ist zur Veranschaulichung dieser Druckverhältnisse eine entsprechende Prüfstandsmessung gezeigt.

Wie im obersten Graphen zu sehen ist, wird zunächst bei offener Ansaugklappe ($\alpha_{\text{itv}} = 90^\circ$) die Niederdruck-AGR über einen Zeitraum von ca. 40 Sekunden voll geschlossen und anschließend wieder geöffnet. Der selbe Vorgang wird daraufhin für die Ansaugklappe wiederholt.

Betrachtet man nun die Drücke im zweiten Graphen ist zu erkennen, dass bei geöffneter Ansaugklappe ein Schließen der Niederdruck-AGR lediglich zu einem sehr geringen Druckabfall vor dem Kompressor p_1 führt ($T = 18 \text{ s}$). Die absolute Druckdifferenz zwischen voll geöffnetem und voll geschlossenem Niederdruck-AGR-Ventil beträgt lediglich 0,0009 bar. Diese geringe Druckdifferenz führt jedoch wegen der hohen Sensitivität des Massenstromes bei geringen Druckdifferenzen (vgl. Bild E.1 bei $p_{\text{out}}/p_{\text{in}} \approx 1$) zu einer Verringerung des Ansaugklappenmassenstroms um ca. 30 %. Zur Relativierung ist im zweiten Graphen das Fehlertoleranzband des verbauten Seriensensors als grau schraffierte Fläche dargestellt (Toleranz = 0,028 bar (FS)). Es ist offensichtlich, dass bei der Verwendung dieser Seriensensorik eine Massenflussschätzung durch die Drosselgleichung 6.11 nur dann sinnvoll ist, wenn die Druckverhältnisse entsprechend groß sind. Wegen der unzureichenden Drucksensorgenaugkeit kann die Drosselgleichung im Niederdruckbereich des Luftpfades nicht angewendet werden.

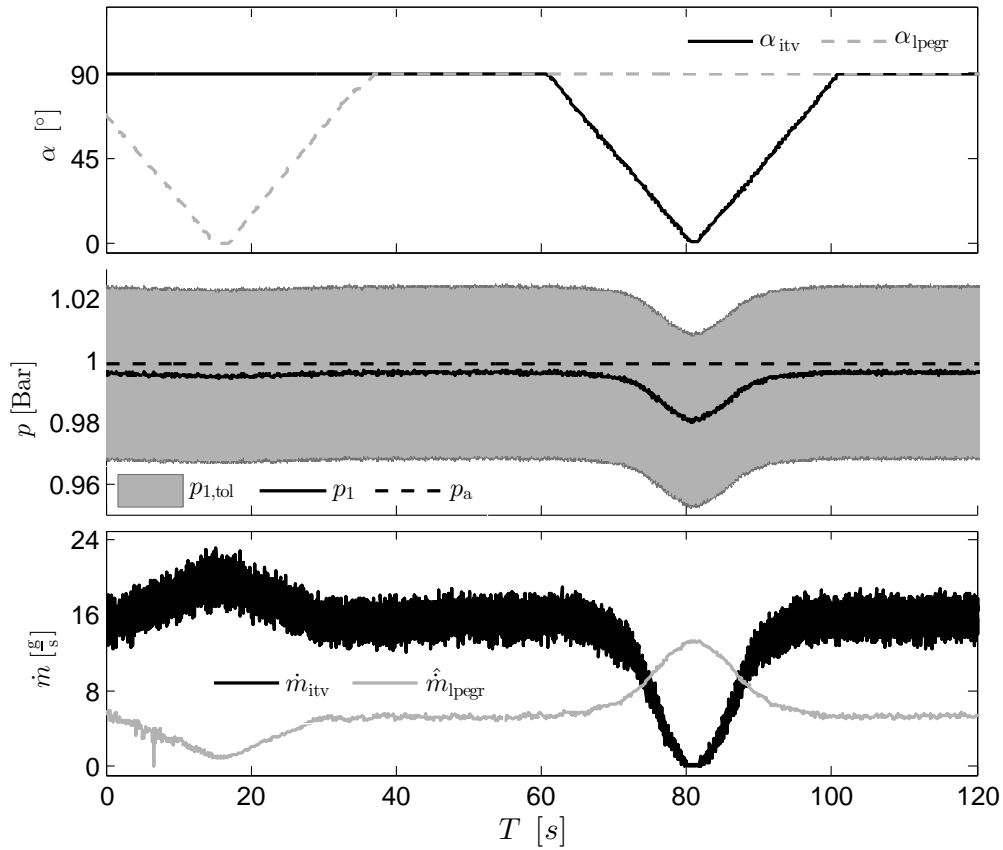


Bild 6.6: Druckverhältnisse im Niederdruckbereich beim sequentiellen Schließen der Niederdruck-AGR und der Ansaugklappe: Beim Öffnen der Niederdruck-AGR erfolgt ein Druckabfall im Luftpfad von $\Delta p = 0,0009$ Bar. Die Druckreduzierung von 0,01 % resultiert in einer Massenflusszunahme von ca. 30 %. Der graue Bereich visualisiert das Toleranzband des Drucksensors.

6.3.2 Niederdruckluftpfad

Der relative Sauerstoffanteil X ist definiert als der prozentuale Sauerstoffanteil eines Gases O_2 dividiert durch den prozentualen Sauerstoffanteil der Umgebungsluft $O_{2,\text{air}} = 20,946$.

$$X = \frac{O_2}{O_{2,\text{air}}} \quad (6.18)$$

Mit dem Frischluftanteil \dot{m}_{air} eines Summenmassenstroms \dot{m} kann der prozentuale Sauerstoffanteil O_2 des Summenmassenstroms über folgendes Verhältnis ausgedrückt werden:

$$O_2 = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}} O_{2,\text{air}} \quad (6.19)$$

Setzt man diese Gleichung in Gleichung 6.18 ein und kürzt den Luftsauerstoffanteil heraus, ergibt sich eine alternative Formulierung des relativen Sauerstoffanteils.

$$X = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}} \quad (6.20)$$

Für den relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_1 vor der Kompressor ergibt sich mit dem Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{air},1}$ und dem Gesamtgasmassenstrom \dot{m}_1 :

$$\hat{X}_1 = \frac{\dot{m}_{\text{air},1}}{\dot{m}_1} \quad (6.21)$$

Unter Vernachlässigung von Speichereffekten kann der Gesamtmassenstrom \hat{m}_1 über die Massenbilanz von Ansaugklappenmassenstrom \dot{m}_{itv} und Niederdruck-AGR-Massenstrom \dot{m}_{lpegr} berechnet werden:

$$\hat{m}_1 = \dot{m}_{\text{itv}} + \dot{m}_{\text{lpegr}} \quad (6.22)$$

Der relative Sauerstoffanteil des zurückgeführten Abgases \hat{X}_5 kann am Eingang des Niederdruck-AGR-Ventils analog zu Gleichung 6.21 berechnet werden.

$$\hat{X}_5 = \frac{\dot{m}_{\text{air,lpegr}}}{\dot{m}_{\text{lpegr}}} \quad (6.23)$$

Unter der Berücksichtigung, dass der Massenstrom der Ansaugklappe zu 100 % aus Frischluft besteht, ergibt sich mit den Gleichungen 6.22 und 6.23 der folgende Ausdruck für den Frischluftmassenstrom vor dem Kompressor $\dot{m}_{\text{air},1}$:

$$\dot{m}_{\text{air},1} = \dot{m}_{\text{itv}} + \dot{m}_{\text{lpegr}} \hat{X}_5 \quad (6.24)$$

Setzt man die Gleichungen 6.24 und 6.22 in Gleichung 6.21 ein, resultiert schließlich folgende Beschreibungsgleichung für den relativen Sauerstoffanteil X_1 im Ansaugrohr:

$$\hat{X}_1 = \frac{\dot{m}_{\text{itv}} + \dot{m}_{\text{lpegr}} \hat{X}_5}{\dot{m}_{\text{itv}} + \dot{m}_{\text{lpegr}}} \quad (6.25)$$

Wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert wurde, ist die Modellierung von Massenströmen über die Drosselgleichung 6.11 im Niederdruckbereich des Luftpfades problematisch. Die geringen Druckdifferenzen an den Drosselstellen können von der Seriensenorik des verwendeten Versuchsträgers nicht mit ausreichender Güte erfasst werden.

Um eine Beschreibungsgleichung von X_1 formulieren zu können, die unabhängig von der Drucksensorik ist, wird die Niederdruck-AGR und der Niederdruck-AGR-Kühler bzw. die Ansaugklappe und der Luftfilter jeweils als eine kombinierte Drosselstelle interpretiert. Unter der Annahme, dass der Druck nach dem Dieselpartikelfilter p_5 gleich dem Umgebungsdruck p_a ist, ergibt sich über die Drosselgleichung folgende Modellgleichung für den Massenstrom der Niederdruck-AGR:

$$\dot{m}_{\text{lpegr}} = \hat{A}_{\text{eff,lpegr}} \frac{p_a}{\sqrt{R_s T_{\text{lpegr}}}} \Psi \left(\frac{p_1}{p_a} \right) \quad (6.26)$$

Analog ergibt sich für den Massenstrom der Ansaugklappe:

$$\dot{m}_{\text{itv}} = \hat{A}_{\text{eff,itv}} \frac{p_a}{\sqrt{R_s T_a}} \Psi \left(\frac{p_1}{p_a} \right) \quad (6.27)$$

Die Strömungswiderstände des Niederdruckpfades wurden daher so zusammengefasst, dass sie die selben Ein- und Ausgangsdrücke p_a und p_1 aufweisen. Setzt man die Gleichungen 6.26 und

6.27 in Gleichung 6.25 ein, kürzen sich die Druckterme heraus und es ergibt sich folgende druckunabhängige Modellgleichung des relativen Sauerstoffanteils vor dem Kompressor:

$$\hat{X}_1 = \frac{\hat{A}_{\text{eff, itv}} \frac{1}{\sqrt{R_s T_a}} + \hat{A}_{\text{eff, lpegr}} \frac{1}{\sqrt{R_s T_{\text{lpegr}}}} \hat{X}_5}{\hat{A}_{\text{eff, itv}} \frac{1}{\sqrt{R_s T_a}} + \hat{A}_{\text{eff, lpegr}} \frac{1}{\sqrt{R_s T_{\text{lpegr}}}}} = \frac{\hat{A}_{\text{eff, itv}} \sqrt{T_{\text{lpegr}}} + \hat{A}_{\text{eff, lpegr}} \sqrt{T_a} \hat{X}_5}{\hat{A}_{\text{eff, itv}} \sqrt{T_{\text{lpegr}}} + \hat{A}_{\text{eff, lpegr}} \sqrt{T_a}} \quad (6.28)$$

Die effektiven Querschnittsflächen von Ansaugklappe und Niederdruck-AGR lassen sich durch das Querschnittsverhältnis a_{lpegr} ausdrücken:

$$a_{\text{lpegr}} = \frac{\hat{A}_{\text{eff, lpegr}}}{\hat{A}_{\text{eff, lpegr}} + \hat{A}_{\text{eff, itv}}} \quad (6.29)$$

Ersetzt man $\hat{A}_{\text{eff, lpegr}}$ und $\hat{A}_{\text{eff, itv}}$ in Gleichung 6.28 durch die relative Querschnittsfläche a_{lpegr} , ergibt sich schließlich ein Ausdruck, der nur noch von einem Freiheitsgrad (a_{lpegr}) abhängig ist:

$$\hat{X}_1 = \frac{(1 - \hat{a}_{\text{lpegr}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}} + \hat{a}_{\text{lpegr}} \hat{X}_5 \sqrt{T_a}}{(1 - \hat{a}_{\text{lpegr}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}} + \hat{a}_{\text{lpegr}} \sqrt{T_a}} \quad (6.30)$$

Es ist aus dieser Gleichung ersichtlich, dass der relative Sauerstoffanteil vor der Kompressor X_1 ausschließlich durch die relative Querschnittsfläche a_{lpegr} der Drosselstellen manipuliert werden kann. Es verbleibt damit die absolute Gesamtquerschnittsfläche der Drosselventile als möglicher Freiheitsgrad.

Betrachtet man die Querkopplungen des Niederdruckpfades in Bild 6.3B kann die Vermutung entstehen, dass dieser verbleibende Freiheitsgrad zur Steuerung der Gastemperatur nach dem Ladeluftkühler $T_{2\text{ic}}$ verwendet werden könnte. Um diese Möglichkeit zu untersuchen, werden im Folgenden die Steuer- und Modellgleichungen für die Mischtemperatur vor dem Kompressor hergeleitet.

Stellt man über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme die Energiebilanz für das Gas vor dem Kompressor auf, ergibt sich unter der Annahme, dass keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird folgende Gleichung:

$$\hat{T}_1 c_p \hat{m}_1 = T_a c_p \dot{m}_{\text{itv}} + T_{\text{lpegr}} c_p \dot{m}_{\text{lpegr}} \quad (6.31)$$

Hierbei ist c_p die spezifische Wärmekapazität von Luft bei konstantem Druck. Löst man diese Gleichung nach der Temperatur T_1 auf, ergibt sich:

$$T_1 = \frac{T_a \dot{m}_{\text{itv}} + T_{\text{lpegr}} \dot{m}_{\text{lpegr}}}{\dot{m}_{\text{itv}} + \dot{m}_{\text{lpegr}}} \quad (6.32)$$

Vergleicht man 6.32 mit Gleichung 6.25 ist eine Analogie erkennbar. Die entsprechende druckunabhängige Modellgleichung für die Temperatur vor dem Kompressor T_1 kann daher in Anlehnung an Gleichungen 6.30 unmittelbar angegeben werden.

$$\hat{T}_1 = \frac{T_a (1 - \hat{a}_{\text{lpegr}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}} + T_{\text{lpegr}} \hat{a}_{\text{lpegr}} \sqrt{T_a}}{(1 - \hat{a}_{\text{lpegr}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}} + \hat{a}_{\text{lpegr}} \sqrt{T_a}} \quad (6.33)$$

An Hand der Modellgleichungen 6.30 und 6.33 ist zu erkennen, dass der relative Sauerstoffanteil X_{2ic} als auch die Temperatur T_1 ausschließlich vom Querschnittsverhältnis abhängig und von der absoluten effektiven Querschnittsfläche der Drosselventile unabhängig ist. Es ist offensichtlich, dass eine gleichzeitige Steuerung des relativen Sauerstoffanteils X_{2ic} und der Temperatur T_1 nicht möglich ist. Es muss daher entschieden werden welche der beiden Zustände als stellbare Zwischengröße zum Steuern des Gaszustandes im Einlassbehälter verwendet werden soll.

Der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter X_{2i} kann physikalisch bedingt nicht durch die Temperatur T_1 bzw. T_{2ic} gesteuert werden. Es ist daher nur dann sinnvoll die Temperatur nach dem Ladeluftkühler T_{2ic} als stellbare Zwischengröße zu verwenden, wenn sie zum Steuern der Gastemperatur im Einlassbehälter T_{2i} verwendet werden soll. In diesem Fall ist jedoch zu berücksichtigen, dass der Massenstrom der Niederdruck-AGR die thermische Energie des Verbrennungsgases nutzt, um eine Temperaturerhöhung im Einlassbehälter zu erzielen. Im Gegensatz zur Hochdruck-AGR müssen die Gase der Niederdruck-AGR nicht nur durch den AGR-Kühler strömen um in den Einlassbehälter zu gelangen, sondern zusätzlich durch die deutlich längeren Gaspfade und den Ladeluftkühler. Das Abgas der Niederdruck-AGR hat daher auf dem Weg vom Auslassventil bis zum Einlassbehälter einen Großteil seiner thermischen Energie verloren. Der Stellgrößenbereich der Temperatur T_1 ist daher prinzipbedingt unzureichend und es wird daher von einer Steuerung der Gastemperatur T_1 abgesehen.

Mit zwei Stellgrößen (α_{itv} , α_{lpegr}) und einer Steuergröße X_{2ic} ist die Steuervorschrift des Niederdruckpfades noch immer unterbestimmt. Damit die Niederdruck-AGR und die Ansaugklappe zueinander koordiniert werden können, muss eine weitere Steuervorschrift definiert werden.

Soll der Niederdruckpfad zum Drosseln des Motormassenstroms verwendet werden, kann die Gesamtquerschnittsfläche von Ansaugklappe und Niederdruck-AGR genutzt werden, um die Massenstrom \dot{m}_1 zu steuern. Hierzu setzt man zunächst die Drosselgleichungen des Niederdruck-AGR-Ventils und der Ansaugklappe (6.26 und 6.27) in die Gleichung 6.22 des Summenmassenstroms vor dem Kompressor \hat{m}_1 ein:

$$\hat{m}_1 = \left(\frac{\hat{A}_{eff,lpegr}}{\sqrt{T_{lpegr}}} + \frac{\hat{A}_{eff,itv}}{\sqrt{T_{itv}}} \right) \frac{p_a}{\sqrt{R_s}} \Psi \left(\frac{p_1}{p_a} \right) \quad (6.34)$$

Gleichung 6.29 kann nun nach der effektiven Querschnittsfläche $\hat{A}_{eff,lpegr}$ aufgelöst und in Gleichung 6.34 eingesetzt werden:

$$\hat{m}_1 = \hat{A}_{eff,itv} \left(\frac{a_{lpegr}}{1 - a_{lpegr}} \frac{1}{\sqrt{T_{lpegr}}} + \frac{1}{\sqrt{T_{itv}}} \right) \frac{p_a}{\sqrt{R_s}} \Psi \left(\frac{p_1}{p_a} \right) \quad (6.35)$$

Erweitert man diesen Bruch mit $\sqrt{T_{itv}}$, ergibt sich:

$$\hat{m}_1 = \left(\frac{a_{lpegr}}{1 - a_{lpegr}} \sqrt{\frac{T_{itv}}{T_{lpegr}}} + 1 \right) \hat{A}_{eff,itv} \frac{p_a}{\sqrt{T_{itv} R_s}} \Psi \left(\frac{p_1}{p_a} \right) \quad (6.36)$$

Der rechte Teil der Gleichung ist nun identisch zum Massenstrom der Ansaugklappe \hat{m}_{itv} nach Gleichung 6.27. Um eine Modellgleichung des Massenstroms \hat{m}_1 zu erhalten, die unabhängig

von Drucksensorwerten ist, kann der rechte Teil der Gleichung durch den Messwert des Luftmassenmessers \dot{m}_{maf} ersetzt werden.

$$\hat{\dot{m}}_1 = \left(\frac{a_{\text{lpegr}}}{1 - a_{\text{lpegr}}} \sqrt{\frac{T_{\text{itv}}}{T_{\text{lpegr}}}} + 1 \right) \dot{m}_{\text{maf}} \quad (6.37)$$

Mit Gleichung 6.36 verbleibt ein Ausdruck des Massenstroms $\hat{\dot{m}}_1$, der neben der relativen Querschnittsfläche a_{lpegr} auch von der effektiven Querschnittsfläche der Ansaugklappe $\hat{A}_{\text{eff,itv}}$ abhängig ist.

Mit den Gleichungen 6.30 und 6.37 sind im Niederdruckluftpfad vier der Koppelpfade aus Bild 6.3B identifiziert. Bei zwei Stellgrößen sind mit dem relativen Sauerstoffanteil X_1 und dem Massenstrom \dot{m}_1 als Steuergrößen alle Freiheitsgrade des Niederdruckpfades definiert.

Löst man Gleichung 6.30 nach der relativen Querschnittsfläche a_{lpegr} und Gleichung 6.36 nach der effektiven Querschnittsfläche der Ansaugklappe $\hat{A}_{\text{eff,itv}}$ auf, erhält man schließlich die verkoppelten Steuervorschriften für den Massenstrom $\hat{\dot{m}}_1$ und den relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_1 vor dem Kompressor:

$$a_{\text{lpegr,des}} = \frac{(1 - X_{1,\text{des}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}}}{(X_{1,\text{des}} - \hat{X}_5) \sqrt{T_a} + (1 - X_{1,\text{des}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}}} \quad (6.38a)$$

$$\hat{A}_{\text{eff,itv,des}} = \frac{\hat{\dot{m}}_{1,\text{des}}}{\hat{F}_{\text{itv}}} \left(\frac{a_{\text{lpegr,des}}}{1 - a_{\text{lpegr,des}}} \sqrt{\frac{T_{\text{itv}}}{T_{\text{lpegr}}}} + 1 \right)^{-1} \quad (6.38b)$$

$$\hat{A}_{\text{eff,lpegr,des}} = \hat{A}_{\text{eff,itv,des}} \frac{a_{\text{lpegr,des}}}{1 - a_{\text{lpegr,des}}} \quad (6.38c)$$

Durch Gleichung 6.38a bis 6.38c können daher die Sollwerte des relativen Sauerstoffanteils $X_{1,\text{des}}$ und des Massenstromes vor dem Kompressor $\hat{\dot{m}}_{1,\text{des}}$ auf die effektiven Querschnittsflächen von Ansaugklappe $\hat{A}_{\text{eff,itv}}$ (6.38a) und Niederdruck-AGR $\hat{A}_{\text{eff,lpegr}}$ (6.38b) abgebildet werden.

Soll der Niederdruck-AGR-Zweig des Luftpfades nicht zur verlustbehafteten Drosselung des Motors verwendet werden, kann die Menge der sinnvollen Steuerpfade weiter reduziert werden. Wie in Bild 6.3.5 zu sehen ist, verbleibt der relative Sauerstoffanteil als einzige, steuerbare Zwischengröße des Niederdruckpfades. Es existieren somit mehr Stell- als Steuergrößen. Um die Ventile des Niederdruckluftpfades zu koordinieren, kann als zusätzliche Randbedingung die Minimierung des Gesamtwiderstandes definiert werden. Dies kann berücksichtigt werden, indem die effektive Querschnittsfläche der Ansaugklappe in Gleichung 6.38c maximiert wird.

$$\hat{A}_{\text{eff,lpegr,des}} = \hat{A}_{\text{eff,itv,max}} \frac{a_{\text{lpegr,des}}}{1 - a_{\text{lpegr,des}}} \quad \text{für} \quad a_{\text{lpegr,des}} \leq a_{\text{lpegr,sw}} \quad (6.39)$$

Diese Gleichung kann bei der Steuerung des Niederdruck-AGR-Ventils jedoch nur erfüllt werden, wenn der resultierende Sollwert der effektiven Querschnittsfläche $\hat{A}_{\text{eff,lpegr,des}}$ auch tatsächlich vom Ventil physikalisch gestellt werden kann. Bei einer relativen Querschnittsfläche von

$$a_{\text{lpegr,sw}} = \frac{\hat{A}_{\text{eff,lpegr,max}}}{\hat{A}_{\text{eff,itv,max}} + \hat{A}_{\text{eff,lpegr,max}}} \quad (6.40)$$

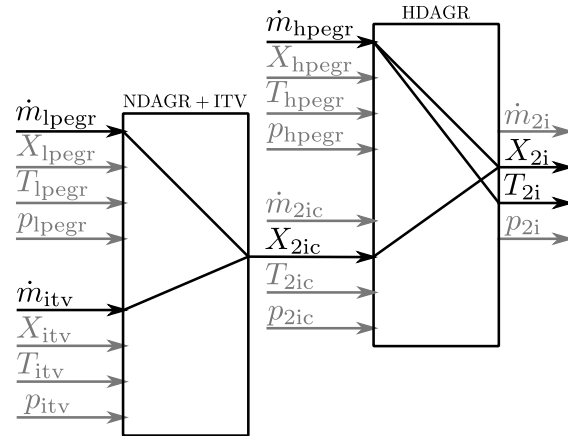


Bild 6.7: Physikalisch sinnvolle Steuerpfade zwischen den stellbaren Massenströmen (Ansaugklappe: \dot{m}_{itv} , Niederdruck-AGR: \dot{m}_{lpegr} , Hochdruck-AGR \dot{m}_{hpegr}) und den zu steuernden Zuständen des Einlassbehälters (X_{2i} , T_{2i}). Da die Steuerung von \dot{m}_{2ic} zu einer verlustbehafteten Drosselung des Motors führt und die Temperatur T_{2ic} prinzipbedingt einen zu geringen Stellbereich hat, verbleibt X_{2ic} als steuerbare Zwischengröße des Niederdruckpfades.

befindet sich die Niederdruck-AGR in ihrer Stellgrößenbegrenzung. Übersteigt der Sollwert der relativen Querschnittsfläche $a_{lpegr,des}$ den Schwellwert $a_{lpegr,sw}$, befindet sich die Niederdruck-AGR im voll geöffneten Zustand und es ist zum Steuern des geforderten Sollwertes $a_{lpegr,des}$ notwendig, die Ansaugklappe nach einer analogen Vorschrift zu drosseln:

$$\hat{A}_{eff,itv,des} = \hat{A}_{eff,lpegr,max} \frac{1 - a_{lpegr,des}}{a_{lpegr,des}} \quad \text{für} \quad a_{lpegr,des} > a_{lpegr,sw} \quad (6.41)$$

Unter der Randbedingung den Gesamtströmungswiderstand des Niederdruckzweiges zu minimieren, resultieren zusammengefasst die folgenden Steuergleichungen:

$$a_{lpegr,des} = \frac{(1 - X_{1,des}) \sqrt{T_{lpegr}}}{(X_{1,des} - \hat{X}_5) \sqrt{T_a} + (1 - X_{1,des}) \sqrt{T_{lpegr}}} \quad (6.42a)$$

$$\left. \begin{aligned} \hat{A}_{eff,itv,des} &= \hat{A}_{eff,itv,max} \\ \hat{A}_{eff,lpegr,des} &= \hat{A}_{eff,itv,max} \frac{a_{lpegr,des}}{1 - a_{lpegr,des}} \end{aligned} \right\} \quad \text{für} \quad a_{lpegr,des} \leq a_{lpegr,sw} \quad (6.42b)$$

$$\left. \begin{aligned} \hat{A}_{eff,lpegr,des} &= \hat{A}_{eff,lpegr,max} \\ \hat{A}_{eff,itv,des} &= \hat{A}_{eff,lpegr,max} \frac{1 - a_{lpegr,des}}{a_{lpegr,des}} \end{aligned} \right\} \quad \text{für} \quad a_{lpegr,des} > a_{lpegr,sw} \quad (6.42c)$$

$$\text{mit} \quad a_{lpegr,sw} = \frac{\hat{A}_{eff,lpegr,max}}{\hat{A}_{eff,itv,max} + \hat{A}_{eff,lpegr,max}} \quad (6.42d)$$

Nach Gleichung 6.42 wird der Strömungswiderstand des Niederdruckpfades dann minimiert, wenn immer eine Klappe vollständig geöffnet ist und zum Einstellen des relativen Sauerstoffanteils entweder das Niederdruck-AGR-Ventil oder die Ansaugklappe gedrosselt wird. Ein Nachteil die-

ses Ansatzes ist, dass im Übergangsbereich ($a_{\text{lpegr,des}} \approx a_{\text{lpegr,sw}}$) beide Ventile nahezu vollständig geöffnet sind und wegen der einhergehenden, geringen Kennliniensteigungen der effektiven Querschnittsflächen (vgl. Bild 6.5) ein schlechtes Stellverhalten resultiert. Die Ventile müssen im Übergangsbereich über große Winkel verfahren, um eine Änderung im relativen Sauerstoffanteil zu erzielen.

Zur Verbesserung des Stellverhaltens werden die Ventilpositionen von Niederdruck-AGR und Ansaugklappe gegenläufig miteinander gekoppelt. Umso weiter die Ansaugklappe geöffnet wird, desto weiter wird die Niederdruck-AGR geschlossen. Es wird folgende lineare Koppelvorschrift zwischen den Ventilpositionen definiert:

$$\alpha_{\text{lpegr}} = 90^\circ - \alpha_{\text{itv}} \quad (6.43)$$

Durch diese Randbedingung ergibt sich ein symmetrischer Verlauf der Positionstrajektorien von Ansaugklappe α_{itv} und Niederdruck-AGR-Ventil α_{lpegr} . Hierdurch ist in den Messschrieben eine unmittelbare, visuelle Kontrolle der Niederdruck-Aktorik möglich (vgl. bspw. dritter Graph in Bild 6.17).

Durch die Randbedingungen 6.43 sind die Drosselventile des Niederdruckpfades zueinander koordiniert. Es ist dadurch möglich die effektiven Querschnittsflächen $\hat{A}_{\text{eff,lpegr}}$, $\hat{A}_{\text{eff,itv}}$ in Abhängigkeit einer Leit-Ventilposition α_{lpegr} anzugeben. Mit den identifizierten Kennlinien aus Bild 6.5 ergibt sich:

$$\hat{A}_{\text{eff,lpegr}} = f_{A,\text{lpegr}}(\alpha_{\text{lpegr}}) \quad (6.44a)$$

$$\hat{A}_{\text{eff,itv}} = f_{A,\text{itv}}(90 - \alpha_{\text{lpegr}}) \quad (6.44b)$$

Durch die Verkoppelung der Ventilposition nach Gleichung 6.44 ist es möglich über Gleichung 6.29 ein Kennlinie der relativen Querschnittsfläche $a_{\text{lpegr}} = f_a(\alpha_{\text{lpegr}})$ zu berechnen.

$$\hat{a}_{\text{lpegr}} = \frac{\hat{A}_{\text{eff,lpegr}}(\alpha_{\text{lpegr}})}{\hat{A}_{\text{eff,lpegr}}(\alpha_{\text{lpegr}}) + \hat{A}_{\text{eff,itv}}(90 - \alpha_{\text{lpegr}})} = f_a(\alpha_{\text{lpegr}}) \quad (6.45)$$

Mit den identifizierten Kennlinien der Niederdruck-AGR und der Ansaugklappe aus Bild 6.5 resultiert die in Bild 6.8 dargestellte Kennlinie der relativen Querschnittsfläche $a_{\text{lpegr,des}} = f_a(\alpha_{\text{lpegr,des}})$.

Für einen gegebenen Sollwert der relativen Querschnittsfläche $a_{\text{lpegr,des}}$ können die einzuregelnden Ventilpositionen über folgende Steuervorschriften berechnet werden.

$$\alpha_{\text{lpegr,des}} = f_a^{-1}(a_{\text{lpegr,des}}) \quad (6.46a)$$

$$\alpha_{\text{itv,des}} = 90 - \alpha_{\text{lpegr,des}} \quad (6.46b)$$

Die Funktion f_a^{-1} repräsentiert hierbei die Inverse der Kennlinie aus Bild 6.8.

Die Modellgleichung 6.30 zur Berechnung des relativen Sauerstoffanteils vor dem Kompressor \hat{X}_1 , sowie die Kennlinie nach Bild 6.8 zum Abbilden der Aktorpositionen auf die relative Querschnittsfläche \hat{a}_{lpegr} , werden zusammengefasst und durch den links im Bild 6.9 dargestellten Modellblock repräsentiert. Die zugehörigen Steuergleichungen 6.42a und 6.46 sind rechts im Bild 6.9

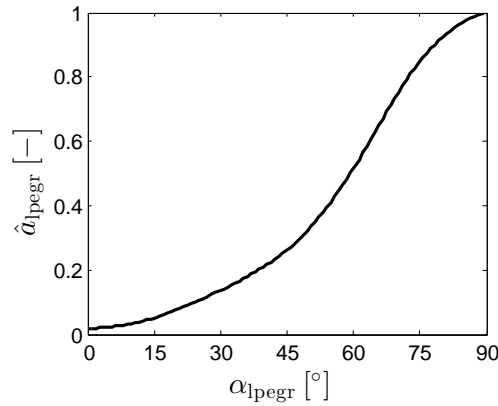


Bild 6.8: Kennlinie der relativen Querschnittsfläche \hat{a}_{lpegr} von Niederdruck-AGR und Ansaugklappe unter der Bedingung $\alpha_{\text{lpegr}} = 90^\circ - \alpha_{\text{itv}}$

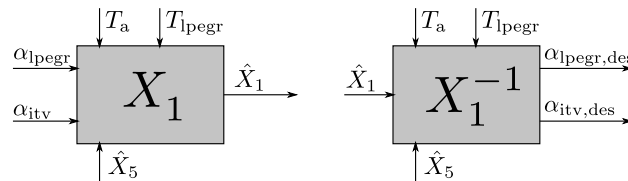


Bild 6.9: Modell- und Steuerblock des relativen Sauerstoffanteil vor dem Kompressor X_1 . Links: Modellblock zur Visualisierung des Gesamtmodells bestehend aus der Modellgleichung 6.30 und der Kennlinie aus Bild 6.8. Rechts: Steuerblock zur Visualisierung der Gesamtsteuervorschrift bestehend aus Gleichung 6.42a und den inversen Kennlinien nach Gleichung 6.43. Der Steuerblock ist durch den Exponenten „-1“ gekennzeichnet.

als Steuerblock zusammengefasst. Der Steuerblock ist durch den Exponenten „-1“ gekennzeichnet.

Die Signale, die den Blöcken aus Bild 6.9 von oben zugeführt werden, entsprechen den verwendeten Messgrößen, während die von unten zugeführten Signale Modellgrößen darstellen.

Gastransportzeiten: Zur Modellierung des bisher unbekannten relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_5 wird angenommen, dass sich das Abgas im Abgasstrang mit gleichmäßiger Geschwindigkeit ausbreitet. Der gemessene relative Sauerstoffanteil X_3 trifft daher zeitverzögert am Eingang des Niederdruck-AGR-Ventils ein.

$$\hat{X}_5 = X_3 \left(t - \hat{T}_{t,5} \right) \quad (6.47)$$

Die Totzeit $\hat{T}_{t,5}$ wird hierbei über den Quotient aus zurückzulegender Distanz s_5 und mittlerer Gasgeschwindigkeit v_5 beschrieben.

$$\hat{T}_{t,5} = \frac{s_5}{v_5} \quad (6.48)$$

Erweitert man diesen Bruch um die durchschnittliche Querschnittsfläche des Abgasstrangs A_5 und die Gasdichte ρ_5 , ergibt sich:

$$\hat{T}_{t,5} = \frac{s_5}{v_5} = \frac{s_5 A_5 \rho_5}{v_5 A_5 \rho_5} = \rho_5 \frac{V_5}{\hat{m}_5} \quad (6.49)$$

Hierbei ist \hat{m}_5 der Abgasmassenstrom zwischen den Abgängen von Hoch- und Niederdruck-AGR. Dieser kann über die Differenz der Schätzwerte von Motormassenstrom \hat{m}_{eng} und Hochdruck-AGR-Massenstrom \hat{m}_{hpegr} berechnet werden. Der Motormassenstrom \hat{m}_{eng} wird über die Modelle von Kapitel 5 berechnet. Eine Modellierung des Hochdruck-AGR-Massenstroms über die Drosselgleichung 6.11 erfolgt in Abschnitt 6.3.3. Da für die Bestimmung der Abgasdichte ρ_5 kein weiterer Sensor verwendet werden soll, wird die Abgasdichte am Niederdruck-AGR-Kühler als Referenzwert verwendet.

$$\hat{\rho}_5 = \frac{p_a}{R_s T_{\text{lpegr}}} \approx \frac{100\,000 \text{ Pa}}{R_s T_{\text{lpegr}}} \quad (6.50)$$

Es resultiert für die Transportzeit des Abgases von den Auslassventilen bis zum Niederdruck-AGR-Ventil der folgende Ausdruck.

$$\hat{T}_{t,5} = \frac{100\,000 \text{ Pa}}{R_s T_{\text{lpegr}}} \frac{V_5}{\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}} \quad (6.51)$$

Das verbleibende unbekannte Volumen V_5 muss am Motorenprüfstand experimentell identifiziert werden.

Bei der Bestimmung des relativen Sauerstoffanteils nach dem Ladeluftkühler $X_{2\text{ic}}$ wird gleichermaßen vorgegangen. Es wird auch hier angenommen, dass sich der relative Sauerstoffanteil X_1 vor dem Turbolader mit konstanter Geschwindigkeit ausbreitet. Für die Totzeit $T_{t,2}$ ergibt sich analog:

$$\hat{X}_{2\text{ic}} = \hat{X}_1 (t - \hat{T}_{t,2}) \quad (6.52a)$$

$$\hat{T}_{t,2} = \frac{p_2}{R_s T_{2\text{ic}}} \frac{V_2}{\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}} \quad (6.52b)$$

Wie im Nenner der Gleichungen 6.51 und 6.52b zu erkennen ist, stehen die Gaslaufzeiten $\hat{T}_{t,5}$ und $\hat{T}_{t,2}$ beide in einem reziproken Verhältnis zum Gasmassenstrom $\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}$. Die Totzeiten nehmen daher bei steigendem Hochdruck-AGR-Massenstrom zu, da dieser zu einer Verringerung des Gasmassenstroms bzw. der Gasgeschwindigkeit im Abgas- und Frischluftpfad führt. Die zeitlichen Verläufe der Totzeiten $\hat{T}_{t,5}$ und $\hat{T}_{t,2}$ weisen auf Grund dieser gemeinsamen Abhängigkeit eine deutliche Korrelation auf. Die Wertebereiche der Gaslaufzeiten $T_{t,2}$ und $T_{t,5}$ sind jedoch beim untersuchten Motor unterschiedlich. Für den WLTC-medium Prüfzyklusabschnitt liegt die Gaslaufzeit $\hat{T}_{t,2}$ für einen konstant eingeregelter relativen Sauerstoffanteil von $X_{2\text{ic,des}} = 0,75$ im Wertebereich von $0,35 \text{ s} < \hat{T}_{t,2} < 0,8 \text{ s}$. Der entsprechende Mittelwert liegt bei $\bar{T}_{t,2} = 0,48 \text{ s}$. Die Gaslaufzeit $\hat{T}_{t,5}$ ist hingegen deutlich größer. Dies liegt im Besonderen daran, dass die Distanz zwischen den Abgängen von Hoch- und Niederdruck-AGR-Ventil im Abgaspfad deutlich größer als auf der Frischluftseite ist. Der Wertebereich liegt im WLTC-Medium Prüfzyklusabschnitt bei $1,1 \text{ s} < \hat{T}_{t,2} < 3,2 \text{ s}$. Die mittlere Gaslaufzeit beträgt $\bar{T}_{t,2} = 1,8 \text{ s}$.

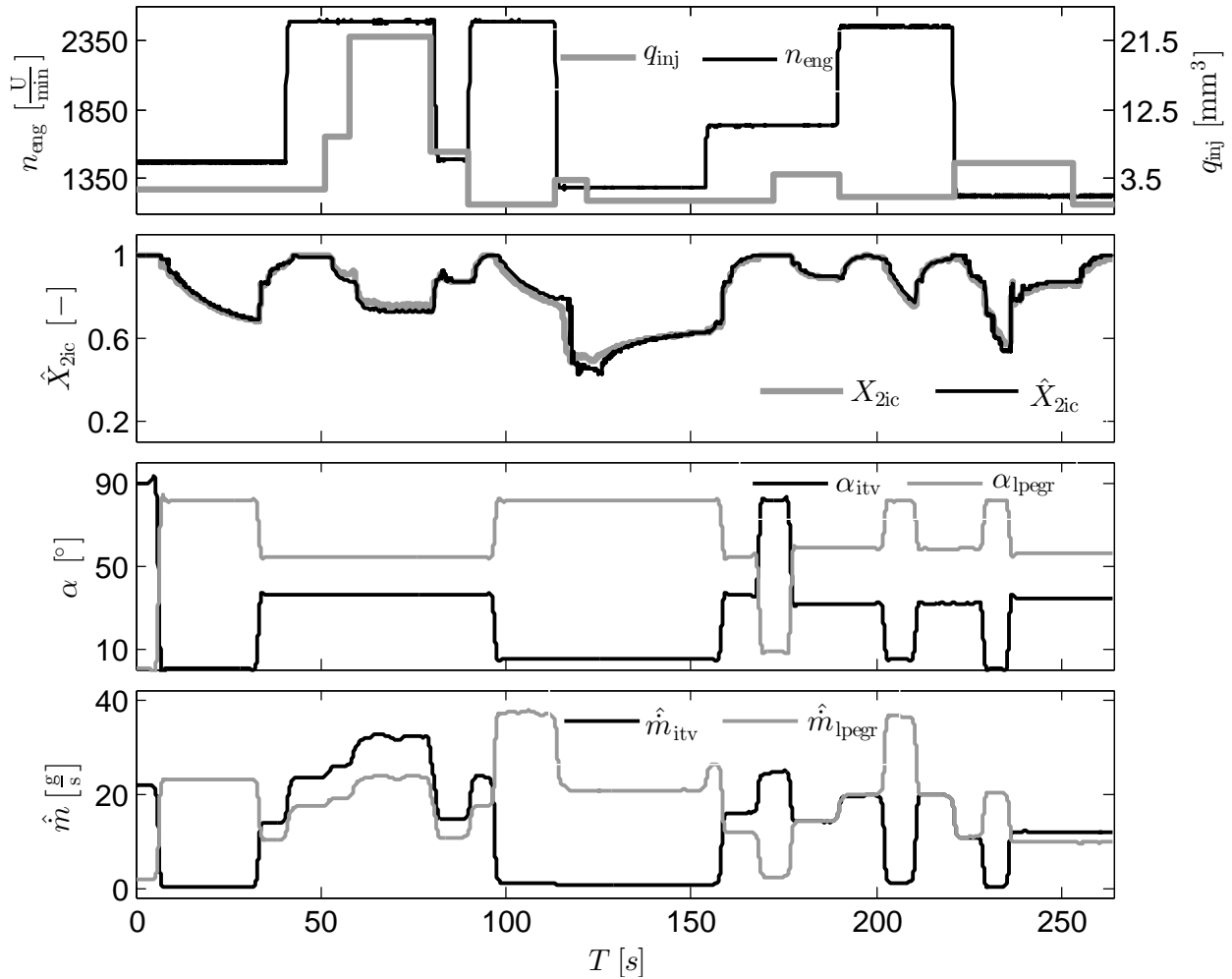


Bild 6.10: Validierung des Modells zur Schätzung des relativen Sauerstoffanteils nach dem Ladeluftkühler \hat{X}_{2ic} . Lange Anreicherungs- und Verringerungsvorgänge des relativen Sauerstoffanteils werden durch das Modell mit hoher Güte abgebildet.

Modellvalidierung: Zur Validierung der abgeleiteten Modellgleichung wurde der Schätzwert des relativen Sauerstoffanteils nach dem Ladeluftkühler \hat{X}_{2ic} für verschiedene Drehzahl- und Lastsprünge berechnet und mit dem Messwert einer Lambdasonde X_{2ic} verglichen. Die Validierung ist in Bild 6.10 gezeigt.

Der Schwerpunkt des Versuchs ist es zu analysieren, ob das Modell die Qualität besitzt, die trägen Verdünnungs- und Anreicherungs Vorgänge des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2ic} im Einlassbehälter abzubilden. Wie im Anhang C ausführlich hergeleitet wird, führt die totzeitbehaftete Rückkopplung von Abgasen bei konstanten Motormassenströmen zu einem zeitdiskreten Verlauf des relativen Sauerstoffanteils im Frischluftpfad. Im Anhang C wird zudem mathematisch bewiesen, dass das dynamische Verhalten des relativen Sauerstoffanteils durch ein totzeitfreies, kontinuierliches System erster Ordnung approximiert werden kann:

$$\hat{T}_1 \dot{\hat{X}}_{2i}(t) + \hat{X}_{2i}(t) = K_p u(t) \quad \text{PT}_1 \text{ kontinuierlich} \quad (6.53)$$

Die Zeitkonstante des Ersatzsystems \hat{T}_1 ergibt sich hierbei zu:

$$\hat{T}_1 = \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - \hat{T}_1)} \hat{T}_1(t) \quad (6.54)$$

Die Gesamtgaslaufzeit $\hat{T}_t = \hat{T}_{t,2} + \hat{T}_{t,5}$ ist die Zeitdauer, die das Abgas benötigt, um vom Auslassventil über die Niederdruck-AGR bis zum Einlassbehälter zu strömen.

Das relevanteste Ergebnis der Analyse aus Anhang C ist jedoch, dass nicht die Gaslaufzeit der Abgasrückführung \hat{T}_t den dominanten Einfluss auf die Dynamik des relativen Sauerstoffanteils hat, sondern ihr Massenstrom \hat{m}_{lpegr} . Da der Frischluftmassenstrom bei stationären Gasmassenströmen aus der Differenz von Motormassenstrom und AGR-Massenstrom berechnet werden kann,

$$\hat{m}_{\text{itv}} = \hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{lpegr}} \quad (6.55)$$

resultiert ein exponentieller Zusammenhang zwischen dem Massenstrom der Abgasrückführung \hat{m}_{lpegr} und der Systemzeitkonstante T_1 :

$$\hat{T}_1 \approx \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{lpegr}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_1)} \hat{T}_1(t). \quad (6.56)$$

Die Dynamik des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter wird daher durch den Hoch-AGR-Betrieb des Niederdruckluftpfades stark reduziert. Im simulierten Beispiel aus Anhang C ergeben sich Zeitkonstanten von bis zu $T_1 = 9$ s bei einer Gesamtgaslaufzeit von $T_t = 1$ s.

Wie im zweiten Graphen von Bild 6.10 zu erkennen ist, kann dieses Systemverhalten in der Validierung am Prüfstand nachgewiesen werden. Es dauert bei stationärer Luftpfadaktorik und hohen Massenströmen der Niederdruck-AGR \hat{m}_{lpegr} bis zu 40 Sekunden bis sich im Ansaugtrakt ein konstanter relativer Sauerstoffanteil \hat{X}_{2ic} einstellt. Auch ist besonders im Bereich großer Steigungen zu beobachten (vgl. bspw. $T = 230$ s), dass sich der Verlauf des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} stufenförmig seinem stationären Endwert nähert. Da die Länge einer „Stufe“ der Gesamtgaslaufzeit der Niederdruck-AGR T_t entspricht, kann die reale Gesamtzeit T_t unmittelbar aus der Trajektorie des relativen Sauerstoffanteils abgelesen werden. Die gemessene Gesamtgaslaufzeit T_t der Niederdruckabgasrückführung beträgt im vorliegenden Beispiel zwischen 1,25 s und 2,55 s. Durch den gewählten Modellansatz kann das komplexe Systemverhalten der Niederdruckabgasrückführung über den vollständigen Verlauf der Validierung mit hoher Güte abgebildet werden. Bemerkenswert ist hierbei, dass die komplexe Dynamik präzise modelliert werden kann, ohne auf Differentialgleichungen zurückgreifen zu müssen. Durch die mathematische Analyse in Anhang C und die Validierung am Motorenprüfstand ist somit gezeigt, dass eine Abbildung der Prozessdynamik über variable Totzeiten für den Entwurf von Steuerungen und Regelungen geeignet ist.

6.3.3 Hochdruckluftpfad

Massenstrom des Hochdruck-AGR-Ventils \hat{m}_{hpegr} : Der Gasmassenstrom des Hochdruck-AGR-Ventils wird nach Abschnitt 6.3.1 über die Drosselgleichung 6.11 beschrieben. Mit den entspre-

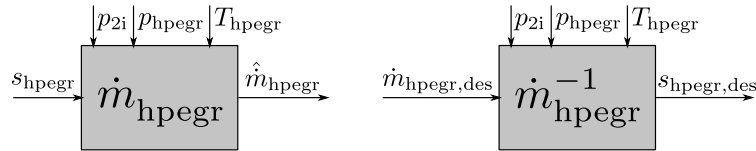


Bild 6.11: Modell- und Steuerblock des Luftmassenstroms des Hochdruck-AGR-Ventils \dot{m}_{hpegr} . Links: Modellblock zur Visualisierung des Gesamtmodells bestehend aus der Modellgleichung 6.57 und der Kennlinie aus Bild 6.5. Rechts: Steuerblock zur Visualisierung der Gesamtsteuervorschrift bestehend aus Gleichung 6.58 und der inversen Kennlinie nach Gleichung 6.59. Der Steuerblock ist durch den Exponenten „-1“ gekennzeichnet.

chenden Mess- und Zustandsgrößen aus Bild 6.1 ergibt sich die Modellgleichung des Hochdruck-AGR-Massenstroms zu:

$$\hat{m}_{hpegr} = \hat{A}_{eff,hpegr} \frac{p_{hpegr}}{\sqrt{R_s T_{hpegr}}} \Psi \left(\frac{p_{2i}}{p_{hpegr}} \right) \quad (6.57)$$

Zur Steuerung des Hochdruck-AGR-Massenstroms wird Gleichung 6.57 nach der effektiven Querschnittsfläche $\hat{A}_{eff,hpegr}$ aufgelöst.

$$\hat{A}_{eff,hpegr,des} = \hat{m}_{hpegr,des} \frac{\sqrt{R_s T_{hpegr}}}{p_{hpegr}} \Psi^{-1} \left(\frac{p_{2i}}{p_{hpegr}} \right) \quad (6.58)$$

Hierdurch kann der Sollwert des Hochdruck-AGR-Massenstroms $\hat{m}_{hpegr,des}$ auf einen Sollwert der effektiven Querschnittsfläche $\hat{A}_{eff,hpegr}$ abgebildet werden. Der Sollwert der Aktorposition $s_{hpegr,des}$ wird schließlich über die Inverse der Kennlinie aus Bild 6.5 bestimmt.

$$s_{hpegr,des} = f_{A,hpegr}^{-1} \left(\hat{A}_{eff,hpegr,des} \right) \quad (6.59)$$

Die Modellgleichungen 6.57 als auch die Kennlinie des Hochdruck-AGR-Ventils aus Bild 6.5 werden im Folgenden zusammengefasst und durch den links in Bild 6.11 dargestellten Modellblock visualisiert. Rechts in Bild 6.11 ist der zugehörige Steuerblock dargestellt, der die Steuergleichungen des Hochdruck-AGR-Massenstroms 6.58, 6.59 zusammenfasst.

Mischtemperatur im Einlassbehälter T_{2i} : Die Mischtemperatur im Einlassbehälter \hat{T}_{2i} wird über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme unter der Vernachlässigung von Speichereffekten berechnet.

$$\hat{T}_{2i} c_p \hat{m}_{eng} = T_{2ic} c_p \hat{m}_{2ic} + T_{hpegr} c_p \hat{m}_{hpegr} \quad (6.60)$$

Hierbei ist c_p die spezifische Wärmekapazität von Luft bei konstantem Druck. Löst man diese Gleichung nach der Temperatur im Einlassbehälter auf,

$$T_{2i} = \frac{T_{2ic} \hat{m}_{2ic} + T_{hpegr} \hat{m}_{hpegr}}{\hat{m}_{eng}} \quad (6.61)$$

und ersetzt den Motorgesamtmassenstrom \dot{m}_{eng} durch die Summe aus dem Hochdruck-AGR-Massenstrom \dot{m}_{hpegr} und dem Massenstrom nach dem Ladeluftkühler $\dot{m}_{2\text{ic}}$ ergibt sich:

$$T_{2\text{i}} = \frac{T_{2\text{ic}} (\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}) + T_{\text{hpegr}} \hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_{2\text{ic}} + \hat{m}_{\text{hpegr}}} \quad (6.62)$$

An Hand dieser Gleichung kann analysiert werden, welche Zustandsgrößen physikalisch bedingt für die Steuerung der Temperatur im Einlassbehälter $\hat{T}_{2\text{i}}$ möglich sind. Vergleicht man hierzu die Zustandsgrößen auf der rechten Seite von Gleichung 6.62 mit den stellbaren Zwischengrößen aus Bild 6.3B kann unmittelbar geschlussfolgert werden, dass der Massenstrom $\hat{m}_{2\text{ic}}$ und die Temperatur $\hat{T}_{2\text{ic}}$ nach dem Ladeluftkühler als auch der Massenstrom der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} zur Steuerung der Einlasstemperatur als mögliche Zustandsgrößen in Frage kommen. Wie in Abschnitt 6.3.2 erläutert wurde, wird das Steuern des Massenstroms nach dem Ladeluftkühler $\hat{m}_{2\text{ic}}$ auf Grund der einhergehenden Drosselverluste vermieden. Sie wird daher nicht weiter als stellbare Zwischengröße in Betracht gezogen.

Die Temperatur nach dem Ladeluftkühler $T_{2\text{ic}}$ wäre grundsätzlich über die Niederdruck-AGR steuerbar. Wie ebenfalls in Abschnitt 6.3.2 diskutiert wurde, ist der physikalisch mögliche Stellbereich der Temperatur $T_{2\text{ic}}$ jedoch stark eingeschränkt. Der Grund hierfür liegt nicht nur in den längeren Gaswegen der Niederdruck-AGR, sondern auch daran, dass die Abgase der Niederdruck-AGR im Vergleich zur Hochdruck-AGR den Ladeluftkühler durchströmen müssen bevor sie in den Einlassbehälter gelangen. Die Abgase der Niederdruck-AGR haben daher auf dem Weg zum Einlassbehälter einen Großteil ihrer thermischen Energie verloren. Es wird aus diesen Grund auch von der Temperatur nach dem Ladeluftkühler $T_{2\text{ic}}$ als Stellgröße zum Steuern der Gastemperatur im Einlassbehälter $T_{2\text{i}}$ abgesehen.

Es verbleibt somit der Hochdruck-AGR-Massenstrom \dot{m}_{hpegr} als einzige physikalisch stellbare Zwischengröße, die zur Temperaturregelung des Gases im Einlassbehälter sinnvoll genutzt werden kann.

Die Steuergleichung der Temperatur im Einlassbehälter $\hat{T}_{2\text{i}}$ ergibt sich schließlich durch das Auflösen von Gleichung 6.62 nach dem Hochdruck-AGR-Massenfluss \hat{m}_{hpegr} :

$$\hat{m}_{\text{hpegr,des}} = \hat{m}_{\text{eng}} \frac{T_{2\text{i,des}} - T_{2\text{ic}}}{T_{\text{hpegr}} - T_{2\text{ic}}} \quad (6.63)$$

Die Modellgleichung 6.62 als auch die Steuergleichung 6.63 der Einlasstemperatur $\hat{T}_{2\text{i}}$ werden im folgenden durch die in Bild 6.12 dargestellten Blöcke visualisiert.

Relativer Sauerstoffanteil im Einlassbehälter $X_{2\text{i}}$: Der relative Sauerstoffanteil $X_{2\text{i}}$ ist analog zum relativen Sauerstoffanteil X_1 (vgl. Abschnitt 6.3.2) definiert als Quotient aus Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{air},2\text{i}}$ und Gesamtmassenstrom $\dot{m}_{2\text{i}}$ im Einlassbehälter.

$$\hat{X}_{2\text{i}} = \frac{\dot{m}_{\text{air},2\text{i}}}{\dot{m}_{2\text{i}}} \quad (6.64)$$

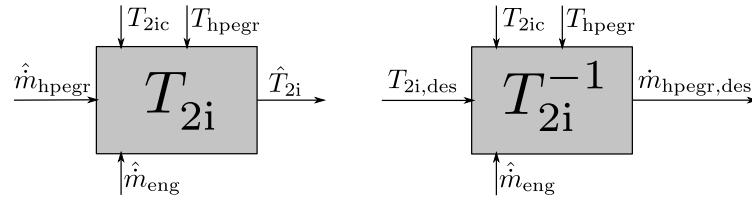


Bild 6.12: Modell- und Steuerblock der Temperatur im Einlassbehälter T_{2i} . Links: Modellblock zur Visualisierung der Modellgleichung 6.62. Rechts: Steuerblock zur Visualisierung der Steuervorschrift 6.63. Der Steuerblock ist durch den Exponenten „-1“ gekennzeichnet.

Unter Vernachlässigung von Speichereffekten berechnet sich der Massenstrom im Einlassbehälter \hat{m}_{2i} über die Massenbilanz aus dem Summenmassenstrom von Ladeluftkühler \hat{m}_{2ic} und Hochdruck-AGR-Ventil \hat{m}_{hpegr} .

$$\hat{m}_{2i} = \hat{m}_{2ic} + \hat{m}_{hpegr} \quad (6.65)$$

Der Gesamtmassenstrom des Einlassbehälters \hat{m}_{2i} entspricht hierbei dem in Kapitel 5 modellierten Motormassenstroms \hat{m}_{eng} . Für den relativen Sauerstoffanteil im Einlassbehälter \hat{X}_{2i} resultiert analog zu Gleichung 6.25 folgende Modellgleichung.

$$\hat{X}_{2i} = \frac{\hat{X}_{2ic}\hat{m}_{2ic} + X_3\hat{m}_{hpegr}}{\hat{m}_{eng}} = \frac{\hat{X}_{2ic}(\hat{m}_{eng} - \hat{m}_{hpegr}) + X_3\hat{m}_{hpegr}}{\hat{m}_{eng}} \quad (6.66)$$

Vergleicht man auch hier die rechte Seite von Gleichung 6.66 mit den stellbaren Zwischengrößen aus Bild 6.3B kann geschlussfolgert werden, dass als Stellgrößen zur Steuerung des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter X_{2i} der Massenstrom der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} als auch der relative Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler X_{2ic} in Frage kommen.

Es resultieren durch das Auflösen von Gleichung 6.66 nach den entsprechenden Zustandsgrößen die zwei folgenden, möglichen Steuergleichungen:

$$\dot{X}_{2ic,des} = \frac{\hat{X}_{2i,des}\hat{m}_{eng} - X_3\hat{m}_{hpegr}}{\hat{m}_{eng} - \hat{m}_{hpegr}} \quad (6.67a)$$

$$\hat{m}_{hpegr,des} = \hat{m}_{eng} \frac{X_{2i,des} - \hat{X}_{2ic}}{X_3 - \hat{X}_{2ic}} \quad (6.67b)$$

Die Modellgleichungen 6.66 des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} sowie die zugehörigen Steuergleichungen 6.67 sind in Bild 6.13 dargestellt.

Modellierung des relativen Sauerstoffanteils im Abgaskrümmer \hat{X}_3 : Der relative Sauerstoffanteil des Abgases ist definiert als der Quotient aus Frischluft- und Gesamtabgasmassenstrom.

$$\hat{X}_2 = \frac{\dot{m}_{air,3}}{\dot{m}_{eng,out}} \quad (6.68)$$

Der Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{air,3}$ kann unter Annahme einer stöchiometrischen Verbrennung aus der Differenz von zugeführtem Luftmassenstrom $X_{2i}\hat{a}_{eng}$ und verbranntem Luftmassenstrom $L_{st}\hat{a}_f$

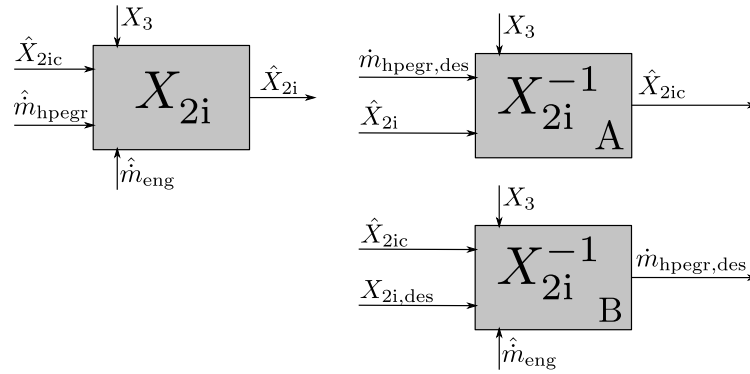


Bild 6.13: Modell- und Steuerblöcke des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter X_{2i} . Links: Modellblock zur Visualisierung der Modellgleichung 6.66. Rechts: Steuerblöcke zur Visualisierung der Steuervorschriften 6.67. Die Steuerblöcke sind durch den Exponenten „-1“ gekennzeichnet.

berechnet werden.

$$\hat{m}_{\text{air},3} = \hat{X}_{2i} \hat{m}_{\text{eng}} - L_{\text{st}} \hat{a}_f \quad (6.69)$$

Ersetzt man in Gleichung 6.68 zusätzlich den Gesamtabgasmassenstrom $\dot{m}_{\text{eng,out}}$ durch die Summe aus zugeführtem Gesamtgasmassenstrom \dot{m}_{eng} und Kraftstoffmassenstrom \hat{a}_f , resultiert die folgende Modellgleichung des relativen Sauerstoffanteils im Abgaskrümmer.

$$\hat{X}_3 = \frac{\hat{X}_{2i} \hat{m}_{\text{eng}} - L_{\text{st}} \hat{m}_f}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f} \quad (6.70)$$

Bei den bisherigen Steuergleichungen wird der relative Sauerstoffanteil im Abgasstrang als messbare Zustandsgröße betrachtet. Die Rückkopplung, die bei einer Änderung des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter \hat{X}_{2i} über den relativen Sauerstoffanteil im Abgas X_3 auftritt, wird daher nicht prädiert. In der hochdynamischen Wirkkette kann dies über die Zustandsrückführung der Messgröße X_3 bei der Steuerung der Hochdruck-AGR zu einem grenzstabilen Verhalten führen.

Durch die Modellgleichung 6.70 kann der Einfluss des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter auf den relativen Sauerstoffanteil im Abgasstrang prädiert werden. Dies hat einerseits eine stabilisierende Wirkung auf die Steuerung des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter und eliminiert andererseits die letzte Notwendigkeit eines Lambdasensors im Abgasstrang.

Resümee: Vom Kompressor und der Hochdruck-AGR strömen in der Summe zwei Fluide in den Einlassbehälter deren Gaszustände über Druck p , Temperatur T , relativen Sauerstoffanteil X und Massenstrom \dot{m} vollständig beschrieben sind. In der Summe existieren somit 8 physikalische Zustandsgrößen, die auf den Gaszustand im Einlassbehälter einwirken. In diesem Abschnitt wurde gezeigt, dass auf Basis der bestehenden Hardware lediglich 2 dieser 8 Zustandsgrößen über einen ausreichenden Stellbereich verfügen, sodass sie als stellbare Zwischengrößen zum Steuern des Gaszustandes im Einlassbehälter verwendet werden können (vgl. Bild 6.3.5). Diese zwei

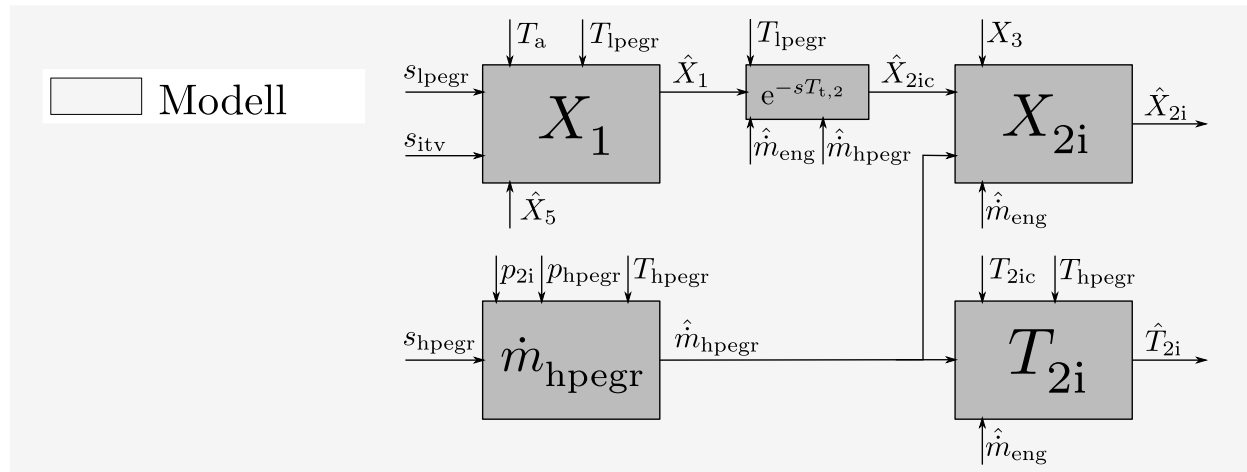


Bild 6.14: Gesamtmodellstruktur des Hoch- und Niederdruckpfades zur Modellierung des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} und der Temperatur \hat{T}_{2i} im Einlassbehälter.

Zustände sind zum einen der Massenstrom der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} und zum anderen der relative Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler \hat{X}_{2i} . Der erste der beiden Zustände ist durch die Hochdruck-AGR steuerbar, während die zweite durch den Niederdruckpfad steuerbar ist.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass zwischen diesen stellbaren Gaszuständen (\hat{m}_{hpegr} , \hat{X}_{2i}) und den zu steuernden Zuständen im Einlassbehälter (X_{2i} , T_{2i}) physikalisch bedingt 3 Steuerpfade existieren (vgl. Bild 6.3.5: $\hat{m}_{hpegr} \rightarrow T_{2i}$, $\hat{m}_{hpegr} \rightarrow X_{2i}$, $\hat{X}_{2ic} \rightarrow X_{2i}$). Diese physikalischen Steuerpfade gelten unabhängig von den verwendeten Modellen. Es sind physikalisch bedingte Verkopplungen, die durch die Hardwarekonfiguration gegeben sind.

Für die zu entwickelnden Steuerungen und Regelungen existieren somit 3 physikalische Freiheitsgrade, um den Gaszustand im Einlassbehälter zu steuern. Wie in den folgenden Abschnitten gezeigt wird, können bei einer dezentralen Steuerstruktur hiervon lediglich zwei genutzt werden, während eine verkoppelte Struktur durch die Verwendung aller Steuerpfade das volle Potenzial der Luftpfadaktoren ausnutzt.

6.3.4 Dezentrale Gesamtsteuerstruktur des Luftpfades

Die Modelle der vorherigen Abschnitte sind in Bild 6.14 zu einem Gesamtmodell des Luftpfades zusammengestellt. Es zeigt die vollständige Wirkkette von den Aktorpositionen bis hin zum relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} und der Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter.

An der Gesamtstruktur ist zu erkennen, dass der Niederdruckpfad physikalisch bedingt nur durch den relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} Einfluss auf den Hochdruckpfad nehmen kann. Eine Änderung der Aktorpositionen von Ansaugklappe und Niederdruck-AGR zeigt hierbei einen Einfluss im relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} , der um die Totzeit $\hat{T}_{t,2}$ verzögert ist. Wird der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter daher durch den Niederdruckpfad gesteuert, ist die Dynamik des gesteuerten Systems durch die Totzeit $\hat{T}_{t,2}$ begrenzt.

Die Gaslaufzeit im Abgasstrang $\hat{T}_{t,5}$ hat hingegen nur einen Einfluss auf den relativen Sauer-

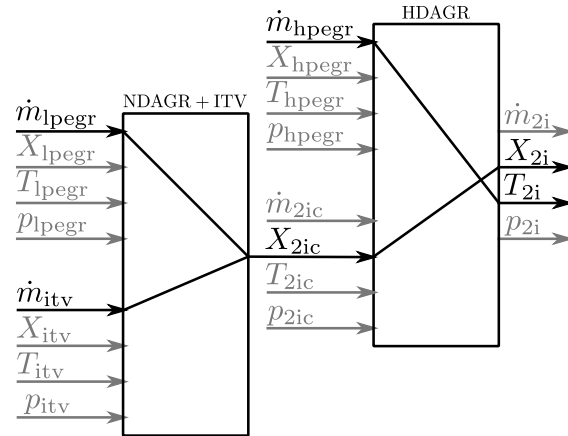


Bild 6.15: Steuerpfade der dezentralen Steuerstruktur. Der Niederdruck-Luftpfad nutzt den relativen Sauerstoffanteils nach dem Ladeluftkühler X_{2ic} zum Steuern des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter X_{2i} . Unabhängig davon wird die Temperatur im Einlassbehälter über den Massenstrom der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} gesteuert.

stoffanteil \hat{X}_5 , welcher als Zwischengröße im Modellblock „ X_1 “ berücksichtigt wird. Der Einfluss den der Frischluftanteils im Abgas (X_5) auf den relativen Sauerstoffanteil vor dem Kompressor X_1 ausübt, kann somit modellbasiert kompensiert werden und hat daher keinen Einfluss auf die Dynamik des gesteuerten Systems, solange sich die Aktorik des Niederdruckpfades nicht in ihrer Stellgrößenbegrenzung befindet.

Die Hochdruck-AGR ist nur mit einer vernachlässigbaren Gaslaufzeit behaftet und wirkt somit nahezu unmittelbar auf den relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} und die Temperatur \hat{T}_{2i} im Einlassbehälter.

Da in diesem Abschnitt eine dezentrale Steuerstruktur angestrebt wird, müssen zwei unabhängige Steuerpfade für den relativen Sauerstoffanteil X_{2i} und die Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter entworfen werden. Die zur Verfügung stehenden, stellbaren Zwischengrößen \dot{m}_{hpegr} und X_{2ic} aus Bild 6.3.5 müssen daher jeweils einer Steuergröße zugeordnet werden. Da der relative Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler X_{2ic} lediglich eine physikalische Kopplung aufweist (vgl. Bild 6.3.5), wird er als stellbare Zwischengröße zum Steuern des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälters X_{2i} verwendet. Es verbleibt damit der Massenstrom der Hochdruck-AGR \dot{m}_{hpegr} zum Steuern der Temperatur im Einlassbehälter T_{2i} .

Die physikalische Wirkkette der dezentralen Steuerstruktur ist in Bild 6.15 veranschaulicht. Die Steuergleichungen der vorangegangenen Abschnitte können nun zu einer Gesamtsteuerstruktur von Hoch- und Niederdruck-AGR zusammengefügt werden. Die resultierende Struktur ist in Bild 6.16 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Niederdruckpfad ausschließlich auf Sollwerte des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} und der Hochdruckpfad ausschließlich auf Sollwerte der Einlasstempertur \hat{T}_{2i} reagiert. Es liegt daher die geforderte dezentralisierte Steuerstruktur vor.

Ein Vorteil dieser Struktur ist, dass der relative Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} , physikalisch bedingt, eine geringe Verkopplung zum Prozess der Temperaturbildung im Einlassbehälter aufweist. Es sind

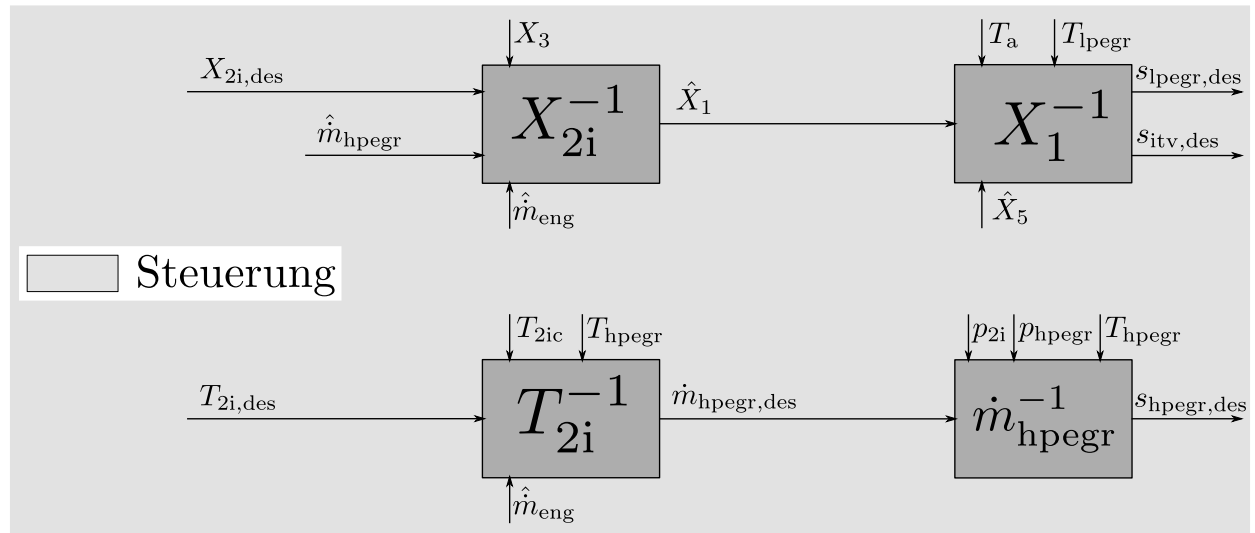


Bild 6.16: Entkoppelte Gesamtsteuerstruktur des Hoch- und Niederdruckpfades zur Steuerung des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} und der Temperatur \hat{T}_{2i} im Einlassbehälter.

daher durch Steuereingriffe der Niederdruck-AGR nur geringe Störungen in der Einlassbehältertemperatur \hat{T}_{2i} zu erwarten. Ein grundlegender Nachteil dieses Steueransatzes ist jedoch, dass Steuereingriffe des Niederdruckpfades erst um die Totzeit $\hat{T}_{t,2}$ verzögert im Einlassbehälter Wirkung zeigen. Im WLTC-Medium Prüfzyklusabschnitt können daher Störgrößen oder Sollwertänderungen des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} erst nach einer Gaslaufzeit von $0,35\text{ s} < \hat{T}_{t,2} < 0,8\text{ s}$ angesteuert werden (vgl. Abschnitt 6.3.2).

Die Steuervorschrift der dezentralen Gesamtstruktur ist durch das Signalfussbild 6.16 und die zugehörigen Steuergleichungen definiert. Mit den Gleichungen 6.59, 6.58, 6.63, 6.46, 6.42a und 6.67a resultiert zusammengefasst die folgende, dezentrale Steuervorschrift des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter.

$$s_{\text{hpegr,des}} = f_{\text{A,hpegr}}^{-1}(\hat{A}_{\text{eff,hpegr,des}}) \quad (6.71a)$$

$$\hat{A}_{\text{eff,hpegr,des}} = \hat{m}_{\text{hpegr,des}} \frac{\sqrt{R_s T_{\text{hpegr}}}}{p_{\text{hpegr}}} \Psi \left(\frac{p_{2i}}{p_{\text{hpegr}}} \right)^{-1} \quad (6.71b)$$

$$\hat{m}_{\text{hpegr,des}} = \hat{m}_{\text{eng}} \frac{T_{2i,\text{des}} - T_{2ic}}{T_{\text{hpegr}} - T_{2ic}} \quad (6.71c)$$

$$(6.71d)$$

$$\alpha_{\text{itv,des}} = 90 - \alpha_{\text{lpegr,des}} \quad (6.71e)$$

$$\alpha_{\text{lpegr,des}} = f_a^{-1}(a_{\text{lpegr,des}}) \quad (6.71f)$$

$$a_{\text{lpegr,des}} = \frac{(1 - X_{1,\text{des}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}}}{(X_{1,\text{des}} - \hat{X}_5) \sqrt{T_a} + (1 - X_{1,\text{des}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}}} \quad (6.71g)$$

$$\dot{X}_{2ic,\text{des}} = \dot{X}_{1,\text{des}} = \frac{\hat{X}_{2i,\text{des}} \hat{m}_{\text{eng}} - X_3 \hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}} \quad (6.71h)$$

Validierung Die vorgestellte Steuerstruktur wird im Folgenden an einem Praxisbeispiel validiert. Der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter wird hierbei von einer Lambdasonde gemessen. Auf einen Vergleich mit dem Temperatursensorwert T_{2i} wird hingegen verzichtet. Dieser weist auf Grund seiner Wärmekapazität für eine dynamische Validierung eine zu geringe Dynamik auf. Bei Sollwertsprüngen der Einlasstemperatur benötigt dieser bis zu 30 Sekunden, um einen stationären Messwert zu erreichen. Als alternative Validierungsgröße wird die modellierte Mischtemperatur aus Gleichung 6.62 verwendet. Da die Berechnungsgleichung der Mischtemperatur und die Formel des relativen Sauerstoffanteils 6.66 auf dem selben Massenstromverhältnis beruht, wird davon ausgegangen, dass eine Validierung des Massenstromverhältnisses bereits über den relativen Sauerstoffanteil erfolgt. Der Einfluss von Strahlungs- und Konvektionswärme auf die Gastemperatur im Einlassbehälter bleibt bei diesem Validierungsansatz unberücksichtigt.

Das Ergebnis der Validierung ist in Bild 6.17 gezeigt. Wie im oberen Graphen zu sehen ist, bleibt der Motorbetriebspunkt zusammen mit dem Sollwert des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} für die ersten 50 Sekunden konstant, während verschiedene Sollwertsprünge der Einlasstemperatur $T_{2i,\text{des}}$ vorgegeben werden. Es ist im zweiten Graphen von oben zu erkennen, dass die Hochdruck-AGR diese Sollwertsprünge nahezu verzögerungsfrei stellen kann. Um die resultierende Störung im relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} zu kompensieren, reagiert die Ansaugklappe als auch die Niederdruck-AGR mit Korrekturingriffen. Es ist im dritten Graphen zu erkennen, dass die Störungen der Hochdruck-AGR erst nach der Totzeit $\hat{T}_{t,2}$ durch die Niederdruck-AGR kompensiert werden können.

In Abschnitt 6.3.2 wurde in der Theorie hergeleitet und am Prüfstand validiert, dass das Systemverhalten des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung approximiert werden kann. Es konnte gezeigt werden, dass die Systemzeitkonstante hierbei eine

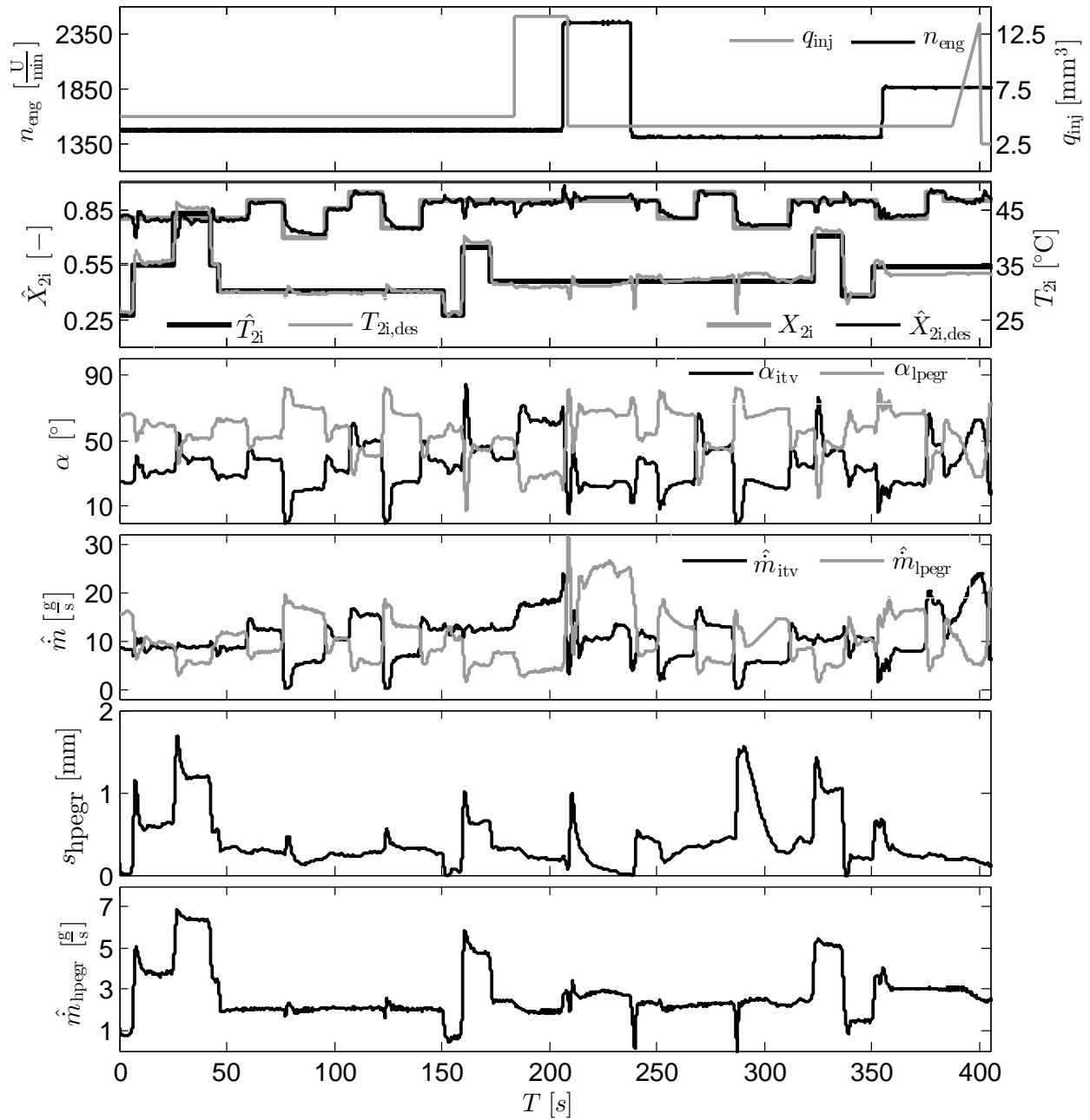


Bild 6.17: Steuerung des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter am Motorenprüfstand. Im Allgemeinen besteht eine gute Steuergüte, auf Grund der Gaslaufzeiten $T_{t,2}$ im Frischluftpfad kommt es jedoch zu Verzögerungen bei Steuereingriffen der Niederdruck-AGR. Die entkoppelte Steuerstruktur führt zu länger andauernden Abweichungen des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} in der Stellgrößenbegrenzung des Niederdruckpfades.

exponentielle Abhängigkeit vom Massenstrom der Niederdruck-AGR \dot{m}_{lpegr} aufweist.

Der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter X_{2i} kann auf Grund dieser Systemeigenschaft nur dann hochdynamisch durch die Niederdruck-AGR gestellt werden, wenn die modellbasierte Steuerung die Systemdynamik präzise abbildet und entsprechende Stellgrößenverläufe mit differenzierendem Charakter beaufschlagt. Im dritten Graphen von Bild 6.17 ist dieses differenzierende Verhalten in den Aktorpositionen von Niederdruck-AGR und Ansaugklappe deutlich zu erkennen. Die Sollwertsprünge des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} , im Intervall $50 \text{ s} < T < 150 \text{ s}$, können trotz der geringen Eigendynamik des relativen Sauerstoffanteils mit hoher Dynamik gestellt werden. Die hierbei zu erwartenden Verzögerungen durch die Gaslaufzeiten fallen gering aus. Die Aussteuerzeit beträgt bei einem Sollwertsprung von $\Delta \hat{X}_{2i, \text{des}} = 0,15$ ca. 1,3 Sekunden.

Bei $T \approx 76 \text{ s}$ und $T \approx 124 \text{ s}$ sind Abweichungen beim Einsteuern des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} von ca. 4 Sekunden zu erkennen. Die Stellgrößen des Niederdruckpfades befinden sich in ihrer Stellgrößenbegrenzung. Der Motor wird daher mit 100 % AGR betrieben und die Luft muss mehrfach durch den vollständigen Luftpfad zirkulieren, um den relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} abzubauen. Nach Anhang C stellt sich in diesem Fall eine maximale Systemzeitkonstante von

$$T_1 \approx \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_f(t)} T_t(t) \quad (6.72)$$

ein. In der Stellgrößenbegrenzung der Niederdruck-AGR kann die Systemdynamik nicht durch die dezentrale Steuerung erhöht werden. Der relative Sauerstoffanteil konvergiert mit minimaler Eigendynamik gegen den stationären Endwert.

Es kann geschlussfolgert werden, dass die Gaslaufzeiten im Frischluftpfad und die geringe Systemdynamik in der Stellgrößenbegrenzung der Niederdruck-AGR limitierende Eigenschaften der dezentralen Steuerstruktur sind, die im hochdynamischen Motorbetrieb zu unvermeidbaren Steuerabweichungen führen. Das Potential zur Minimierung dynamischer Emissionen ist daher für den dezentralen Steueransatz begrenzt.

Betrachtet man jedoch die Position der Hochdruck-AGR s_{hpegr} zu den Zeitpunkten $T \approx 76 \text{ s}$ und $T \approx 124 \text{ s}$ ist zu erkennen, dass eine Stellgrößenreserve zur Verfügung steht und somit durch die Hochdruck-AGR auf Grund der minimalen Gaswege ein erhebliches Optimierungspotential besteht. Um das volle Potential der Luftpfadaktorik auszunutzen, wird im folgenden Abschnitt ein verkoppelter Steueransatz vorgestellt mit dem die Defizite der dezentralen Struktur behoben werden können.

6.3.5 Verkoppelte Gesamtsteuerstruktur des Luftpfades

Um eine totzeitfreie Steuerung des relativen Sauerstoffanteils zu gewährleisten und die Steuerabweichungen in der Stellgrößenbegrenzung des Niederdruckluftpfades zu verringern, werden im folgenden verkoppelte Steuergleichungen für den relativen Sauerstoffanteil \hat{X}_{2i} und die Gastemperatur \hat{T}_{2i} hergeleitet.

Betrachtet man Bild 6.18 ist zu erkennen, dass mit dem relativen Sauerstoff nach dem Kompressor X_{2ic} und dem Massenfluss der Hochdruck-AGR \dot{m}_{hpegr} zwei stellbare Zustandsgrößen existieren,

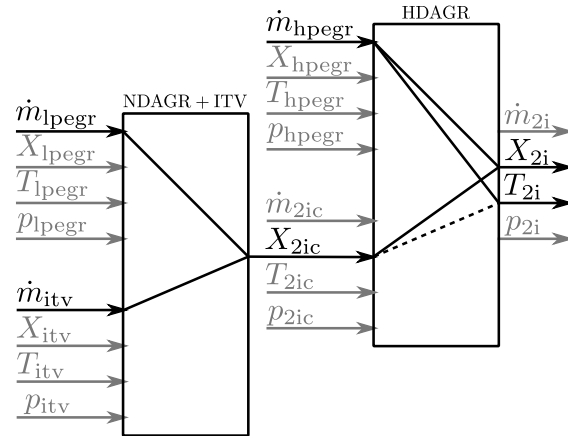


Bild 6.18: Steuerpfade der verkoppelten Steuerstruktur. Der relative Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler X_{2ic} als auch der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} werden gleichzeitig zum Steuern des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter X_{2i} und der Temperatur im Einlassbehälter T_{2i} verwendet.

die zur Steuerung der Gaszustände X_{2i} und T_{2i} im Einlassbehälter zur Verfügung stehen. Bei einer verkoppelten Steuerstruktur müssen die Sollwerte der stellbaren Zwischengrößen X_{2ic} und \dot{m}_{hpegr} in Abhängigkeit der beiden Steuergrößen $X_{2i,des}$ und $T_{2i,des}$ formuliert werden. Alle Aktoren des Luftpfades steuern dadurch gleichzeitig den relativen Sauerstoffanteil als auch die Temperatur im Einlassbehälter.

Um eine verkoppelte Steuervorschrift des relativen Sauerstoffanteils nach dem Ladeluftkühler zu entwickeln, soll die dezentrale Steuervorschrift 6.80h

$$\dot{X}_{2ic,des} = \dot{X}_{1,des} = \frac{\hat{X}_{2i,des}\hat{m}_{eng} - X_3\hat{m}_{hpegr}}{\hat{m}_{eng} - \hat{m}_{hpegr}} \quad (6.73)$$

zusätzlich als Funktion der Solltemperatur $T_{2i,des}$ umformuliert werden. Zwischen dem Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler X_{2ic} und der Temperatur im Einlassbehälter T_{2i} besteht jedoch keine physikalische Abhängigkeit. Variiert man daher ausschließlich den relativen Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler und hält die verbleibenden Gaszustände konstant, wird sich keine Änderung in der Einlasstemperatur einstellen. Um Gleichung 6.73 dennoch in Abhängigkeit der Gastemperatur T_{2i} formulieren zu können, wird das aufgeprägte Steuerverhalten der Hochdruck-AGR berücksichtigt. Da der Hochdruck-AGR-Massenstrom \hat{m}_{lpegr} die einzige stellbare, physikalische Zwischengröße zum Steuern der Gastemperatur T_{2i} ist (vgl. Bild), wird zunächst angenommen, dass die Steuervorschrift der Hochdruck-AGR weiterhin durch Gleichung 6.3.3 definiert ist.

$$\hat{m}_{hpegr,des} = \hat{m}_{eng} \frac{T_{2i,des} - T_{2ic}}{T_{hpegr} - T_{2ic}} \quad (6.74)$$

Sie berechnet den Sollmassenstrom der Hochdruck-AGR \dot{m}_{hpegr} der notwendig ist, um die Solltemperatur T_{2i} im Einlassbehälter zu stellen. Setzt man diese Steuervorschrift in Gleichung 6.73

ein, kann eine verkoppelte Steuervorschrift des relativen Sauerstoffanteils X_{2ic} angegeben werden.

$$X_{2ic,des} = \frac{\hat{X}_{2i,des} \hat{m}_{eng} - X_3 \hat{m}_{eng} \frac{T_{2i,des} - T_{2ic}}{T_{hpegr} - T_{2ic}}}{\hat{m}_{eng} - \hat{m}_{eng} \frac{T_{2i,des} - T_{2ic}}{T_{hpegr} - T_{2ic}}} \quad (6.75)$$

Da die Modellgleichungen des relativen Sauerstoffanteils und der Temperatur im Einlassbehälter (vgl. Gleichungen 6.62, 6.66) auf der gleichen Gas-Massenbilanz des Einlassbehälters beruhen, kann Gleichung 6.75 in eine Form überführt werden, die von den Gasmassenströmen unabhängig ist:

$$X_{2ic,des} = \frac{\hat{X}_{2i,des} (T_{2i,des} - T_{2ic}) - X_3 (T_{hpegr} - T_{2ic})}{T_{2i,des} - T_{hpegr}} \quad (6.76)$$

Diese Gleichung führt dann zum korrekten Steuern der Einlassbehältergrößen X_{2i} und T_{2i} , wenn die Hochdruck-AGR ihren Massenstrom nach der Gleichung 6.74 einstellt. In diesem Fall würde die Hochdruck-AGR jedoch noch immer zum unmittelbaren Steuern der Gastemperatur verwendet werden und die Steuerung des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} weiterhin totzeitbehaftet sein.

Löst man jedoch Gleichung 6.76 nach dem Temperaturverhältnis

$$\frac{T_{2i,des} - T_{2ic}}{T_{hpegr} - T_{2ic}} = \frac{X_{2i,des} - X_{2ic}}{X_3 - X_{2ic}} \quad (6.77)$$

auf und setzt dieses in Gleichung 6.74 ein, resultiert die bereits bekannte Steuergleichung 6.67 des relativen Sauerstoffanteils.

$$\hat{m}_{hpegr,des} = \hat{m}_{eng} \frac{X_{2i,des} - \hat{X}_{2ic}}{X_3 - \hat{X}_{2ic}} \quad (6.78)$$

Dies zeigt anschaulich, dass durch die verkoppelte Steuergleichung des Niederdruckpfades 6.76 ein relativer Sauerstoffanteil nach dem Ladeluftkühler gestellt wird, der in der Steuergleichung 6.74 der Gastemperatur T_{2i} als auch in der Steuergleichung 6.78 des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} zu einem identischen Hochdruck-AGR-Massenstrom führt. Durch die Verkopplung von Gleichung 6.73 ist es daher möglich den Inertgasanteil des Hochdruck-AGR-Massenstroms zum hochdynamischen Steuern des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} zu verwenden und gleichzeitig die thermische Energie des Hochdruck-AGR-Massenstroms zur Gastemperatursteuerung im Einlassbehälter zu nutzen.

Es ist hierbei jedoch zu berücksichtigen, dass das Steuern der Gastemperatur T_{2i} nach Steuervorschrift 6.76 auf Grund der Gaslaufzeiten totzeitbehaftet ist. Es wird sich daher erst dann der gewünschte Temperatursollwert $T_{2i,des}$ im Einlassbehälter einstellen, wenn die Niederdruck-AGR nach der Gaslaufzeit $T_{t,2}$ den Sollwert $X_{2i,des}$ nach dem Ladeluftkühler eingestellt hat.

Um auch Steuergleichung 6.78 in eine verkoppelte Form zu bringen, muss die Zustandsgröße \hat{X}_{2ic} durch ihren Sollwert $\hat{X}_{2ic,des}$ nach Gleichung 6.76 ersetzt werden. Entscheidend ist hierbei, dass die Gaslaufzeit des Frischluftzweiges berücksichtigt wird. Stellt die Niederdruck-AGR bzw. die Ansaugklappe zum Zeitpunkt $T_0 = 0$ s einen relativen Sauerstoffanteil X_1 ein, dann wird sich dieser erst nach der Gaslaufzeit $T_{t,2}$ am Eingang des Einlassbehälters einstellen ($X_{2ic}(T_{t,2}) = X_1(T_0)$). Um eine zeitgleiche, physikalische Wirkung im Einlassbehälter zu erzielen, muss daher sichergestellt werden, dass die Hochdruck-AGR erst nach der Gaslaufzeit $T_{t,2}$ auf einen Regeleingriff der

Niederdruck-AGR reagiert.

Es resultiert somit die folgende verkoppelte Steuergleichung der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} .

$$\hat{m}_{\text{hpegr,des}} = \hat{m}_{\text{eng}} \frac{X_{2i,\text{des}} - \hat{X}_{2ic,\text{des}}(t - T_{t,2})}{X_3 - \hat{X}_{2ic,\text{des}}(t - T_{t,2})} \quad (6.79)$$

Die Steuervorschrift der verkoppelten Gesamtstruktur ergibt sich mit den Gleichungen 6.59, 6.58, 6.63, 6.67a, 6.46 und 6.42a zusammengefasst zu:

$$s_{\text{hpegr,des}} = f_{A,\text{hpegr}}^{-1}(\hat{A}_{\text{eff,hpegr,des}}) \quad (6.80a)$$

$$\hat{A}_{\text{eff,hpegr,des}} = \hat{m}_{\text{hpegr,des}} \frac{\sqrt{R_s T_{\text{hpegr}}}}{p_{\text{hpegr}}} \Psi \left(\frac{p_{2i}}{p_{\text{hpegr}}} \right)^{-1} \quad (6.80b)$$

$$\hat{m}_{\text{hpegr,des}} = \hat{m}_{\text{eng}} \frac{X_{2i,\text{des}} - \hat{X}_{2ic,\text{des}}(t - T_{t,2})}{X_3 - \hat{X}_{2ic,\text{des}}(t - T_{t,2})} \quad (6.80c)$$

$$(6.80d)$$

$$\alpha_{\text{itv,des}} = 90 - \alpha_{\text{lpegr,des}} \quad (6.80e)$$

$$\alpha_{\text{lpegr,des}} = f_a^{-1}(a_{\text{lpegr,des}}) \quad (6.80f)$$

$$a_{\text{lpegr,des}} = \frac{(1 - X_{1,\text{des}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}}}{(X_{1,\text{des}} - \hat{X}_5) \sqrt{T_a} + (1 - X_{1,\text{des}}) \sqrt{T_{\text{lpegr}}}} \quad (6.80g)$$

$$\dot{X}_{2ic,\text{des}} = \dot{X}_{1,\text{des}} = \frac{\hat{X}_{2i,\text{des}}(T_{2i,\text{des}} - T_{2ic}) - X_3(T_{\text{hpegr}} - T_{2ic})}{T_{2i,\text{des}} - T_{\text{hpegr}}} \quad (6.80h)$$

Basierend auf den oben im Text eingeführten Modell- und Steuerblöcken, ergibt sich die in Bild 6.19 dargestellte, verkoppelte Steuerstruktur des relativen Sauerstoffanteils und der Gastemperatur im Einlassbehälter. Es ist zu erkennen, dass alle Aktoren des Luftpfades jeweils auf beide Steuergrößen des Einlassbehälters X_{2i} , T_{2i} wirken. Die abgeleitete Struktur berücksichtigt die Laufzeit $\hat{T}_{t,2}$ des Gases im Frischluftpfad. Sollwertänderungen der Einlasstemperatur $T_{2i,\text{des}}$ werden von der Niederdruck-AGR und der Ansaugklappe unmittelbar gesteuert, während die Hochdruck-AGR auf die selbe Sollwertänderung erst nach der Gaslaufzeit $\hat{T}_{t,2}$ reagiert. Störung des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter X_{2i} , die durch Steuereingriffe der Niederdruck-AGR verursacht werden, können daher dann von der Hochdruck-AGR kompensiert werden, wenn sie eine physikalische Wirkung im Einlassbehälter zeigen. Hierdurch wird sichergestellt, dass zu jedem Zeitpunkt ein korrekt gesteuerter relativer Sauerstoffanteil im Einlassbehälter vorliegt.

Die Analysen aus Abschnitt 6.3.3 ergaben, dass auf Grund der zur Verfügung stehenden Hardware 3 physikalisch bedingte Steuerpfade existieren, um den Gaszustand im Einlassbehälter zu steuern. Im Falle der dezentralen Steuerstruktur konnten hiervon lediglich 2 Pfade genutzt werden. Bei der Herleitung der verkoppelten Steuerstruktur werden hingegen alle Steuerpfade verwendet (vgl. Bild 6.18) und es ist somit möglich alle Freiheitsgrade der Luftpfadaktorik auszunutzen.

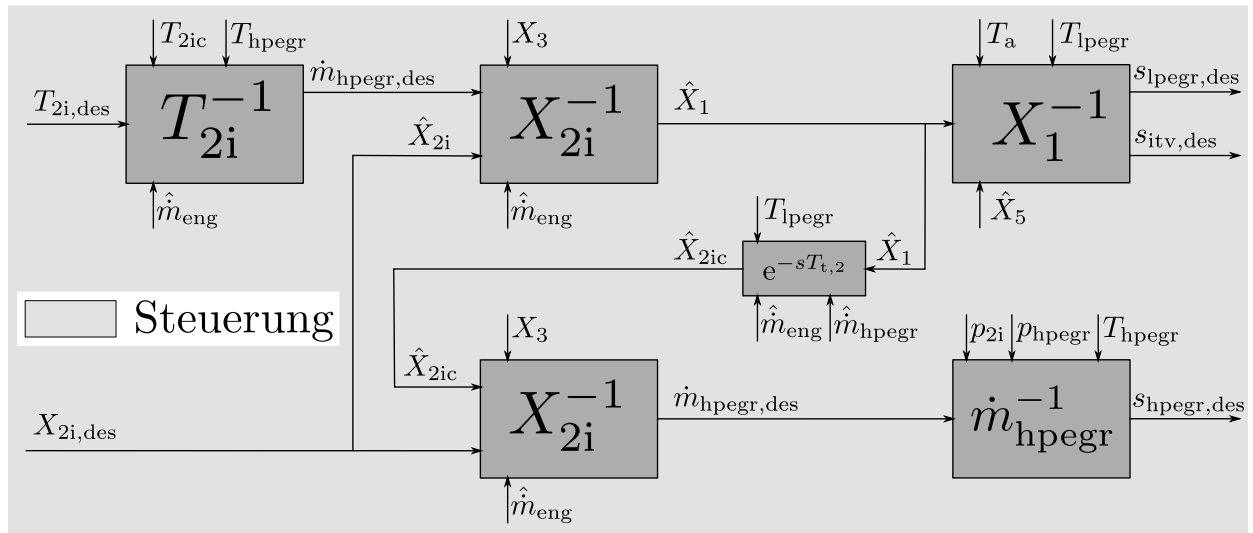


Bild 6.19: Abgeleitete, verkoppelte Gesamtsteuerstruktur zur Steuerung des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} und der Temperatur \hat{T}_{2i} im Einlassbehälter.

Eine alternative Herleitung der verkoppelten Steuerstruktur ist in [Zydek 2016a], [Zydek 2016b] zu finden.

6.4 Gaszustandsregelung

Im Kapitel der Verbrennungsoptimierung 3 stellte sich heraus, dass für alle untersuchten Motorbetriebspunkte ein korrekt eingestellter relativer Sauerstoffanteil X_{cyl} im Zylinder die grundlegende Voraussetzung für einen gleichzeitig effizienten und emissionsarmen Motorbetrieb darstellt. Durch die in Abschnitt 6.3.5 hergeleitete Steuerstruktur wurde die Grundlage geschaffen, den relativen Sauerstoffanteil im Einlassbehälter \hat{X}_{2i} hochdynamisch zu steuern. Um Modellungenauigkeiten und Störgrößen kompensieren zu können, wird in diesem Abschnitt die verkoppelte Gaszustandssteuerung des Einlassbehälters über den Ansatz des *Internal-Model-Control* zu einer Gaszustandsregelung erweitert.

In einem zweiten Abschnitt wird die Gaszustandsregelung um eine Sollwerttransformation ergänzt. Auf Basis der Gaszustandsmodelle von Kapitel 5 werden physikalische Modellgleichungen entwickelt, die den Sollgaszustand im Zylinder ς_{das} auf den Sollgaszustand im Einlassbehälter $\varsigma_{2i,\text{des}}$ abbilden. Es wird dadurch möglich die Gaszustandsregelung im Einlassbehälter zur Steuerung des Gaszustandes im Zylinder zu verwenden.

6.4.1 Regelung des Gaszustandes im Einlassbehälter

Die zu regelnden Gaszustände im Einlassbehälter umfassen den relativen Sauerstoffanteil X_{2i} , die Temperatur T_{2i} als auch den Ladedruck p_{2i} . Wie in Abschnitt 6.1.3 erläutert, wird der Ladedruck

hierbei dezentral geregelt, wodurch die Implementierung einer beliebigen Reglerstruktur möglich wird. Im Rahmen dieser Arbeit wird beispielsweise bei der Verbrennungsoptimierung nach Kapitel 3 ein Gain-Scheduling PI-PD-Kaskadenregler verwendet, während bei der Validierung von Kapitel 7, zum Zwecke der Vergleichbarkeit, der Serienladedruckregler eingesetzt wird. Die Entwicklung eines neuartigen Ladedruckreglers zur Optimierung des Ansprechverhaltens ist nicht Bestandteil dieser Arbeit. Siehe hierzu bspw. [Hiereth u. a. 2007], [Wissel u. a. 2016], [Albin u. a. 2015], [Schwarzmann u. a. 2006], [Qiu u. a. 2015].

Es verbleibt somit die Regelung des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Temperatur T_{2i} im Einlassbehälter. Zur messtechnischen Erfassung der Regelgrößen wird eine BOSCH LSU 4.7 Breitbandlambdasonde und ein NiCr-Ni Thermoelement verwendet (vgl. Tabelle 6.1).

Die im vorherigen Kapitel hergeleiteten Gleichungen zur Modellierung des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Gastemperatur T_{2i} im Einlassbehälter bilden die Dynamik der Zustandsgrößen lediglich über Gaslaufzeiten im Frischluft- und Abgasstrang ab. Es liegt damit ein Prozess vor, dessen dominante Dynamiken über Totzeiten abgebildet werden können. Für die Regelung von totzeitbehafteten Systemen eignet sich ein *Smith Predictor*. Eine alternative Darstellung des *Smith Predictors* ist der Reglerentwurf nach dem Ansatz des *Internal-Model-Control*. Der IMC stellt für totzeitbehaftete Systeme eine transparente Entwurfsmethodik des *Smith Predictors* dar [Levine 2011].

Um die IMC-Gaszustandsregelung im Einlassbehälter umzusetzen, muss lediglich das Steuermodell aus Bild 6.19 und das Streckenmodell aus Bild 6.14 nach der IMC-Struktur aus Bild 6.2 kombiniert werden. Das Resultat ist in Bild 6.20 dargestellt. Der Gaszustandsregler ist somit durch den Entwurf der Steuer- und Modellgleichungen parametrisiert und es entfällt auch im Rahmen der Luftpfadreglerkalibrierung die Notwendigkeit einer dynamischen Motoroptimierung.

Ein weiterer Vorteil der IMC-Struktur ist, dass auf Grund des modellbasierten Ansatzes auf modellierte Zwischengrößen zurückgegriffen werden kann. Im vorliegenden Anwendungsfall ermöglicht dies die Temperatur im Einlassbehälter trotz des stark verzögernden Verhaltens des Temperatursensors dynamisch regeln zu können. Hierzu wird beim Entwurf des IMC-Reglers die Sensordynamik ausschließlich im Streckenmodell modelliert (vgl. Bild 6.20). Hierdurch unterliegt lediglich der zurückgeführte Modellfehler der Sensorzeitkonstante und die Temperatur im Einlassbehälter T_{2i} kann mit maximaler Streckendynamik vorgesteuert werden.

Ein weiterer Vorteil des IMC-Reglers ist der modulare Aufbau. Durch die Trennung des Reglers in Vorsteuerung und Streckenmodell, ist es möglich, den Regler mit einer reduzierten Anzahl von Zustandsrückführungen zu verwenden. Fällt beispielsweise ein Sensor aus oder soll aus Kostengründen eingespart werden, muss lediglich der entsprechende, zurückgeführte Modellfehler $r_{T_{2i}}$ bzw. $r_{X_{2i}}$ zu Null gesetzt werden.

6.4.2 Validierung der Gaszustandsregelung

Wie im Abschnitt 6.2 ausführlich erläutert wurde, muss bei allen Motorbetriebspunkten für den relativen Sauerstoffanteil ein Wert von $X_{2i} \leq 0,85$ eingestellt werden. Für die vorliegende Validierung wurde hierzu beispielhaft ein konstanter Sollwert von $X_{2i,des} = 0,85$ vorgegeben. Der

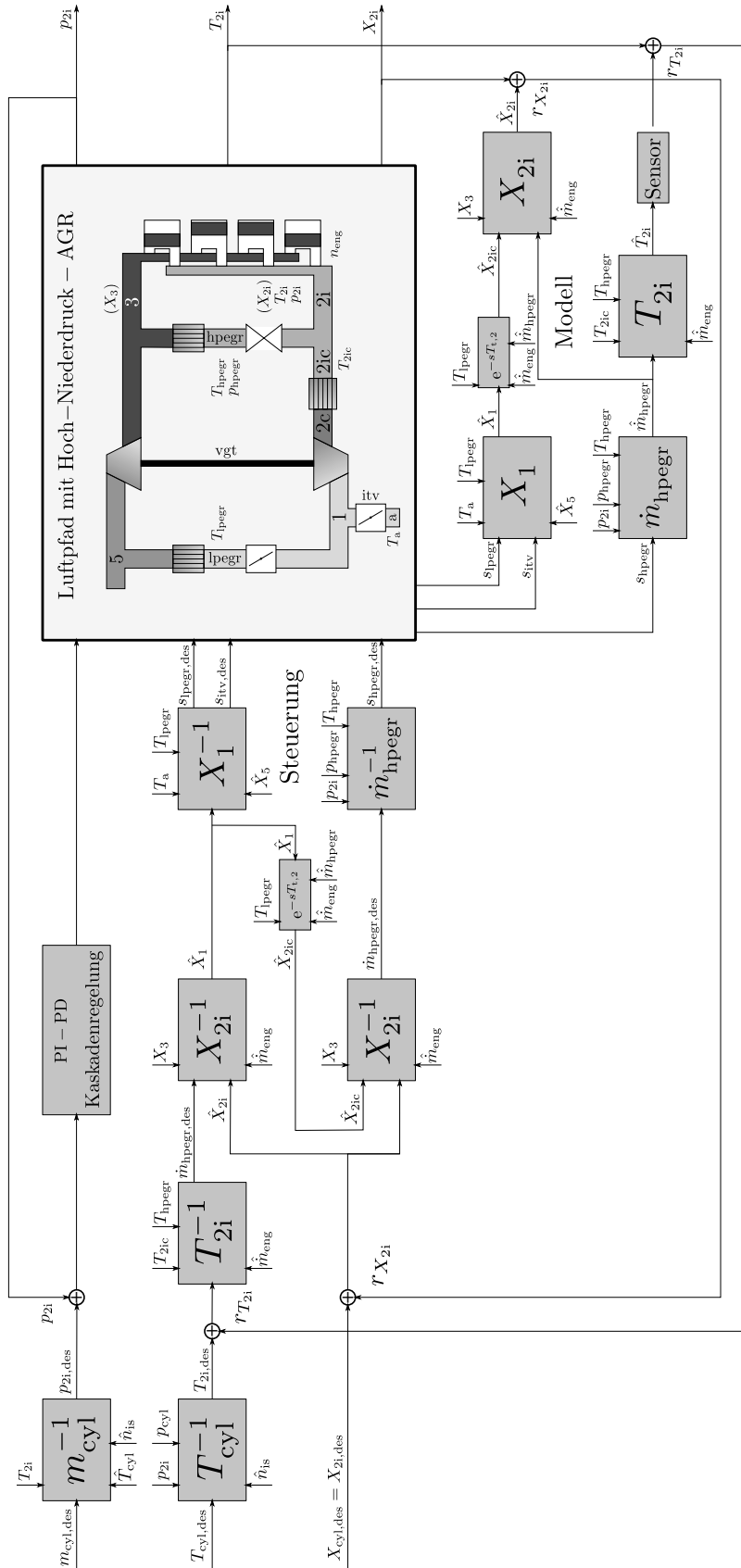


Bild 6.20: Darstellung der Struktur des Gaszustandsreglers für den Einlassbehälter ($T_{2i,des}$, $X_{2i,des}$, $m_{2i,des}$) erweitert um eine Sollwerttransformation zur Regelung des Gaszustandes im Zylinder ($T_{cyl,des}$, $X_{cyl,des}$, $m_{cyl,des}$). $T_{2i,des}$ und $X_{2i,des}$ werden über einen prädiktiven IMC-Regler geregelt; $p_{2i,des}$ über einen Ladedruckregler nach dem Stand der Technik.

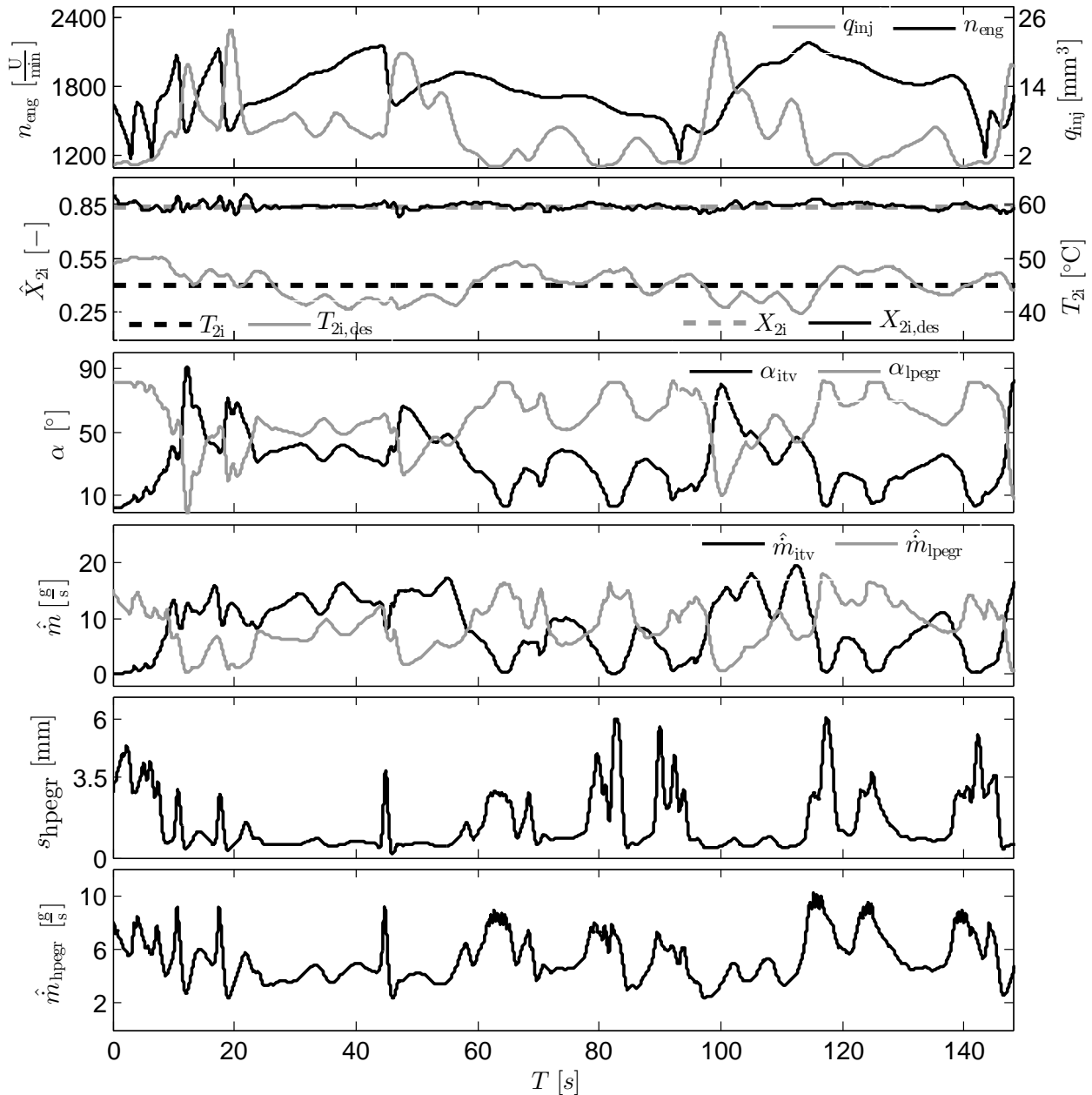


Bild 6.21: Motorenprüfstand: Verkoppelte Regelung des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Temperatur T_{2i} am Beispiel des WLTC-Medium Zyklusabschnittes. Hochdynamische Regeleingriffe der Hochdruck-AGR führen auch bei Schaltvorgängen zu geringen Abweichungen des relativen Sauerstoffanteils. Keine Regelabweichungen in der Stellgrößenbegrenzung der Niederdruck-AGR.

Sollwert der Gastemperatur wird zu einem beliebigen mittleren Wert von $T_{2i,des} = 45 \text{ °C}$ definiert. Die in Bild 6.21 dargestellte Messung zeigt den „Medium“-Abschnitt des WLTC-Fahrzyklus. Wie im oberen Graphen an Hand der Motordrehzahl und der Einspritzmenge zu erkennen ist, handelt es sich um ein hochdynamisches Fahrprofil mit zahlreichen Schaltvorgängen und Lastwechseln.

Die Gaszustandsregelung kann den Sollwert des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} über den vollständigen Verlauf der Messung konstant einregeln. Innerhalb der ersten 20 Sekunden werden drei Schaltvorgänge durchgeführt. Beim Wechsel vom dritten in den vierten Gang, zum Zeitpunkt $T \approx 18 \text{ s}$, erhöht sich hierbei die Einspritzmenge nahezu sprunghaft von $6,5$ auf 24 mm^3 , während die Drehzahl ebenso dynamisch von 2120 auf $1400 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ abfällt. Die maximale Abweichung des gemessenen relativen Sauerstoffanteils liegt bei 5% . Für den weiteren Verlauf der Fahrt verbleibt der Messwert innerhalb eines Toleranzbandes von $\pm 3\%$ des Sollwertes.

Betrachtet man den Stellgrößenverlauf ist zu erkennen, dass durch die verkoppelte Vorsteuerung der vollständige Stellgrößenbereich aller Luftpfadaktoren ausgenutzt wird. Bei $T \approx 83 \text{ s}$ ist ersichtlich, dass sich im Gegensatz zur dezentralen Steuerstruktur nicht nur die Niederdruck-AGR, sondern auch die Hochdruck-AGR in ihrer Stellgrößenbegrenzung befindet, wenn der Sollwert des relativen Sauerstoffanteils von $X_{2i,\text{des}} = 0,85$ bei geringen Einspritzmengen eingeregelt werden muss. Durch die verkoppelte Steuerstruktur können die Vorteile der Nieder- und Hochdruck-AGR-Regelung kombiniert werden. Während die Niederdruck-AGR zusammen mit der Drosselklappe die Frischluftzufuhr vollständig stoppt und daher AGR-Raten von 100% einstellt, verhindert die Hochdruck-AGR durch hohe Massenströme das in Anhang C analysierte, träge Systemverhalten. Nach Anhang C ergibt sich hierbei eine maximal mögliche Zeitkonstante des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} von:

$$T_1 \approx \frac{\hat{m}_{\text{egr}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_f(t)} T_i(t) \quad (6.81)$$

Da der Hochdruck-AGR-Massenstrom \hat{m}_{hpegr} bei der verkoppelten Steuerstruktur im Gegensatz zur dezentralen Steuerstruktur nicht durch die Solltemperatur im Einlassbehälter begrenzt ist, konvergiert der relative Sauerstoffanteil auch in der Stellgrößenbegrenzung der Niederdruck-AGR mit minimaler Systemzeitkonstante gegen den stationären Endwert.

Betrachtet man den Einspritzverlauf zum Zeitpunkt $T \approx 94 \text{ s}$ ist zu erkennen, dass unmittelbar nach einer Schleppphase ein Sprung der Einspritzmenge auf 24 mm^3 folgt. Würde es in dieser Schleppphase nicht möglich sein den relativen Sauerstoffanteil auf den gewünschten Sollwert zu halten, würde der erhöhte Sauerstoffanteil bei der folgenden Lastspitze zu einem NO_x -Stoß führen.

Die Regelabweichung der Gastemperatur ist über den Verlauf der Messung in einem Bereich von $\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Trotz des Tiefpassverhaltens des Sensors kann die Gastemperatur hochdynamisch vorgesteuert und im Transientbetrieb auf den vorgegebenen Sollwert eingeregelt werden.

6.4.3 Regelung des Gaszustandes im Zylinder

Die zu regelnden Gaszustände im Zylinder sind die Elemente des Gaszustandsvektors

$\zeta = [\hat{m}_{\text{cyl}}, \hat{T}_{\text{cyl}}, \hat{X}_{\text{cyl}}]^T$. Da keiner dieser Zustände gemessen werden kann, ist eine direkte Regelung des Gaszustandes im Zylinder nicht möglich. Um den Gaszustand im Zylinder modellbasiert zu steuern, werden im Folgenden die Modelle aus Kapitel 5 verwendet, um die Sollwerte des Gaszustandes im Zylinder ($T_{\text{cyl,des}}, X_{\text{cyl,des}}, m_{\text{cyl,des}}$) auf die regelbaren Gaszustände im Einlassbehälter

$(T_{2i,des}, X_{2i,des}, m_{2i,des})$ abzubilden.

Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass der Polytropenexponent \hat{n}_{is} des Einstromvorganges sowie die aktuelle Temperatur im Zylinder \hat{T}_{cyl} über die Gaszustandsmodelle aus Kapitel 5 bekannt sind.

Basierend auf der Poissonschen Relation lässt sich der Druck im Einlassbehälter nach Kapitel 5 durch den Zylinderdruck p_{cyl} und den potenzierten Temperaturverhältnis T_{2i}/\hat{T}_{cyl} beschreiben.

$$p_{2i} = p_{cyl} \left(\frac{T_{2i}}{\hat{T}_{cyl}} \right)^{\frac{\hat{n}_{is}}{\hat{n}_{is}-1}} \quad (6.82)$$

Der Zylinderdruck p_{cyl} in Gleichung 6.82 ist über das ideale Gasgesetz als Funktion der Zylinder-masse \hat{m}_{cyl} modellierbar.

$$p_{cyl} = \frac{\hat{m}_{cyl} R_s \hat{T}_{cyl}}{V_{cyl}} \quad (6.83)$$

Setzt man Gleichung 6.83 in die Poissonsche Relation 6.82 ein, kann der Zylindermassensollwert $m_{cyl,des}$ auf den Sollwert des Ladedrucks $p_{2i,des}$ abgebildet werden.

$$p_{2i,des} = \frac{m_{cyl,des} R_s \hat{T}_{cyl}}{V_{cyl}} \left(\frac{T_{2i}}{\hat{T}_{cyl}} \right)^{\frac{\hat{n}_{is}}{\hat{n}_{is}-1}} \quad (6.84)$$

Gleichung 6.84 berechnet daher den Druck $p_{2i,des}$, der im Einlassbehälter zur Verfügung gestellt werden muss, damit sich die gewünschte Gasmasse $m_{cyl,des}$ im Zylinder einstellt.

Zur Entwicklung der Transformationsgleichung der Gastemperatur im Zylinder kann analog vorgegangen werden. Löst man Gleichung 6.82 nach der Einlasstemperatur auf, kann die Solltemperatur des Zylindergases unmittelbar in eine Solltemperatur des Einlassbehältergases transformiert werden.

$$T_{2i,des} = T_{cyl,des} \left(\frac{p_{2i}}{p_{cyl}} \right)^{\frac{\hat{n}_{is}-1}{\hat{n}_{is}}} \quad (6.85)$$

Da die Hochdruck-AGR vor dem Einlassbehälter in den Frischluftpfad mündet und zudem konstruktive Maßnahmen zur Homogenisierung des Gasgemisches serienmäßig vorhanden sind, wird angenommen, dass der relative Sauerstoffanteil im Zylinder X_{cyl} dem relativen Sauerstoffanteil im Einlassbehälter X_{2i} entspricht. Für die Sollwerttransformation kann daher unmittelbar geschlussfolgert werden:

$$X_{2i,des} = X_{cyl,des} \quad (6.86)$$

Die resultierende Gesamtstruktur zur Regelung des Gaszustandes im Zylinder ist in Bild 6.20 dargestellt.

7 Gesamtmotorregelung

In Kapitel 2 wurde auf Basis einer theoretischen Untersuchung eine Reglerstruktur für den optimalen dynamischen Betrieb des Dieselmotors hergeleitet. Die zur Umsetzung dieser Reglerstruktur benötigte gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung, das Zustandsmodell des Gases im Zylinder und die modellbasierte Gaszustandsregelung wurden in den Kapiteln 3, 5 und 6 entwickelt. Im Folgenden werden die Ergebnisse dieser Kapitel zu einer Gesamtreglerstruktur kombiniert und am Motorenprüfstand implementiert. Zur Bewertung der entwickelten Regelstrategie wird am Beispiel des WLTC-Prüfzyklus ein Vergleich mit Seriensteuerung durchgeführt.

In Kapitel 2 wurde eine Gesamtreglerstruktur des Dieselmotors für den optimalen dynamischen Motorbetrieb hergeleitet. Diese besteht, wie in Bild 7.1 dargestellt ist, zum einen aus der in Kapitel 6 entwickelten Gaszustandsregelung (vgl. Block „A“ in Bild 7.1) und zum anderen aus der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung (vgl. Block „B“ in Bild 7.1) nach Kapitel 3.4. In Kapitel 3 werden durch eine Online-Optimierung am Motorenprüfstand die optimalen Stellgrößenkombinationen der Verbrennung $u_{c,opt}$ für alle Gaszustände im Zylinder ζ und Motor-

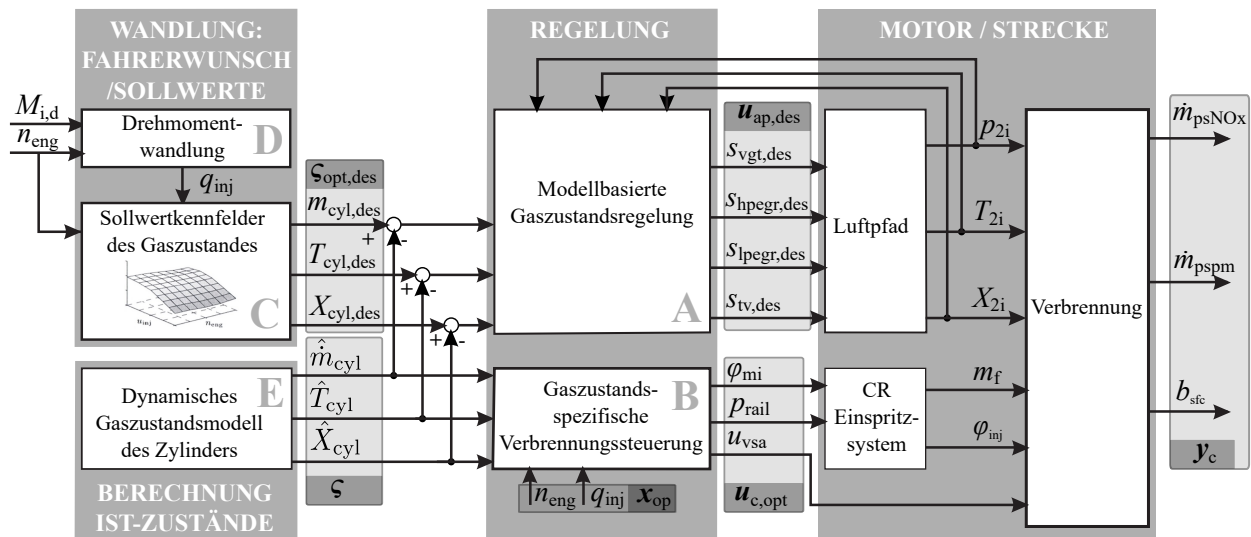


Bild 7.1: Vereinfachte Struktur zur optimalen Regelung des Dieselmotors: Das dynamische Gaszustandsmodell des Zylinders berechnet die Eingangsgrößen zur optimalen gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung. Für einen optimalen Motorbetrieb wird der Fahrerwunsch in den optimalen Sollwert der Gaszustände ζ_{opt} umgerechnet und durch einen modellbasierten Gaszustandsregler eingeregelt.

betriebspunkte \mathbf{x}_{op} bestimmt, die im dynamischen Betrieb vorkommen können. Die optimierten Stellgrößenkombinationen werden in 5-dimensionalen Datenstrukturen $\mathbf{u}_{\text{c,opt}}(\boldsymbol{\varsigma}, \mathbf{x}_{\text{op}})$ gespeichert und als Steuerkennfelder einer gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung verwendet. Diese steuert die optimierten Stellgrößen der Verbrennung in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} und des berechneten Gaszustands im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma}$. Sie reagiert damit zyklussynchron auf jede Zustandsgröße, die einen dominanten Einfluss auf die transiente und stationäre Emissions- bzw. Drehmomentbildung hat ($\mathbf{u}_{\text{c,opt}} = f(n_{\text{eng}}, q_{\text{inj}}, m_{\text{cyl}}, X_{\text{cyl}}, T_{\text{cyl}})$). Hierdurch liegt *für jedes Arbeitsspiel* eine Verbrennung vor, die nach dem Gütekriterium 2.14 einen optimalen Kompromiss aus Emissionsbildung und Kraftstoffverbrauch erzielt. Dies gilt damit auch für schnelle transiente Betriebsänderungen.

Auch wenn die Verbrennungssteuerung die Stellgrößen der Verbrennung in Abhängigkeit des Gaszustandes im Zylinder optimal einstellt, ist dennoch die erreichbare Güte der Motorausgangsgrößen $\mathbf{y}_{\text{c,opt}}$ durch den Gaszustand selber limitiert. Es wird daher im Rahmen der Verbrennungsoptimierung nach Kapitel 3 der jeweils beste Gaszustand eines Motorbetriebspunktes ermittelt und als Sollwert in einer Datenstruktur abgelegt (vgl. Block „C“ in Bild 7.1).

Damit dieser optimale Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma}_{\text{opt}}$ auch unter dynamischen Betriebsbedingungen eingeregelt werden kann, wird in Kapitel 6 eine verkoppelte Gaszustandsregelung entwickelt.

Eine zusammenfassende Darstellung der entwickelten Gesamtreglerstruktur ist in [Zydek und Isermann 2017] zu finden.

Für einen Vergleich der entwickelten Regelstrategie mit der Serienregelung wird das Fahrprofil des hochdynamischen WLTC-Prüfzyklusabschnitts mit beiden Regelstrategien gefahren. Da der Motor im Rahmen der Verbrennungsoptimierung nach einem einheitlichen Gütekriterium (vgl. Gleichung 2.14) optimiert wird und die zugehörigen Gewichtungsfaktoren aus der gesetzlichen Normalitätsprüfmethodik von Realfahrprüfungen abgeleitet werden (vgl. Kapitel B.2), besteht keine Notwendigkeit die Verbrennungssteuerung auf den Prüfzyklus zu optimieren. Auch bei der Parametrierung des Gaszustandsreglers wurde mit dem Internal Model Control ein Ansatz gewählt, der prüfzyklusspezifisch nicht optimiert werden muss.

Um einen möglichst genauen Vergleich mit der Serienkalibrierung zu ermöglichen, wird das Geschwindigkeitsprofil des WLTC-Medium in der Fahrdynamik-Simulationsumgebung *IPG Car-Maker* von einem virtuellen Fahrer mit einem Fahrdynamikmodell des Opel Insignia abgefahren. Hierdurch können die fahrzeugspezifischen Drehzahl- und Drehmomenttrajektorien bestimmt werden. Der gewonnene Drehzahlverlauf wird als Solltrajektorie für die Prüfstandsregelung verwendet, während der Drehmomentverlauf über die Kennfelder des drehmomentorientierten Seriensteuergerätes (vgl. Block D in Bild 7.1) in eine Trajektorie der Einspritzmenge q_{inj} umgerechnet wird.

Bei der Validierung wird daher zu jedem Zeitpunkt für die beiden zu vergleichenden Steuerstrategien der gleiche zeitliche Verlauf der Kraftstoffmenge $q_{\text{inj}}(t)$ eingespritzt und über die Belastungseinheit die gleiche Motordrehzahl $n_{\text{eng}}(t)$ eingeregelt. Der WLTC-Medium-Abschnitt wird daher verwendet um repräsentative Verläufe der Motordrehzahl n_{eng} und der zugeführten, chemisch gebundenen Kraftstoffleistung $q_{\text{inj}}(t)$ zu definieren. Für die Bewertung der Motorregler

werden schließlich die zeitlichen Verläufe des Motorausgangsmomentes M_{eng} und der Emissionen \dot{m}_{pm} , \dot{m}_{NO_x} miteinander verglichen.

Damit die Kraftstofftrajektorie $q_{\text{inj}}(t)$ mit hoher Genauigkeit gesteuert werden kann, wird die eingespritzte Kraftstoffmasse mit einer Kraftstoffwaage in über 6400 verschiedenen, stationären Betriebszuständen für den vollständigen Stellbereich des Raildrucks und des Einspritzwinkels vermessen. Mit den gewonnenen Daten können Korrekturmodelle trainiert werden, die zum präzisieren Steuern der Ventilöffnungszeit verwendet werden können. Als zusätzliche Prüfmaßnahme wird während der Validierung die integrale Kraftstoffmasse gemessen. Die Abweichungen zwischen den Prüfläufen beträgt weniger als 2,5 %.

In Bild 7.2 ist für den WLTC-Medium der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter jeweils für den Serienregler als auch für den optimalen Regler gezeigt. Im Serienbetrieb wird der relative Sauerstoffanteil nicht explizit geregelt. Auf Grund der fehlenden Gaszustandsregelung ist der relative Sauerstoffanteil primär durch die Position des Hochdruck-AGR-Ventils und die Einspritzmenge bestimmt, sodass dieser bei Lastwechseln kurzfristig auf Werte von bis zu $X_{2i} = 0,75$ absinkt. Wiederholt man den Zyklus mit der Seriensteuerung mehrfach ist zu beobachten, dass der Verlauf des relativen Sauerstoffanteil im Einlassbehälter nicht präzise reproduzierbar ist. Auf Grund der fehlenden Regelkreise für den Gaszustand und die AGR-Ventilposition bleibt der Einfluss von Störgrößen größtenteils uncompensiert.

Für die entwickelte Gaszustandsregelung wird ein nahezu konstanter relativer Sauerstoffanteil von $X_{2i} = 0,75$ eingeregelt. Um zu veranschaulichen welche Abgasmassen hierfür im Motor zurückgeführt werden müssen, ist im untersten Graphen die AGR-Rate \hat{r}_{egr} gezeigt. Sie wird definiert als der Quotient aus dem zurückgeführten Abgasmassenstrom \hat{m}_{egr} und dem Motormassenstrom \hat{m}_{eng} .

$$\hat{r}_{\text{egr}} = \frac{\hat{m}_{\text{egr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} = \frac{\hat{m}_{\text{hpegr}} + \hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \quad (7.1)$$

Um die Lastabhängigkeit der AGR-Rate genauer zu analysieren, wird der Verbrennungsluftanteil X_{cmb} eingeführt:

$$X_{\text{cmb}} = \frac{L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}}{\hat{m}_{\text{cyl}}} \quad (7.2)$$

Er beschreibt das Verhältnis aus der Luftmasse, die bei stöchiometrischer Verbrennung umgesetzt wird $L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}$ und der Gesamtgasmasse im Zylinder \hat{m}_{cyl} . Der Verbrennungsluftanteil ist ein Maß für die relative Motorlast. Wird kein Kraftstoff eingespritzt, wird der Verbrennungsluftanteil zu Null. Bei theoretischer Volllast wird hingegen die vollständige Frischluft im Zylinder $X_{\text{cyl}} \hat{m}_{\text{cyl}}$ verbrannt. Der Verbrennungsluftanteil kann daher maximal den Wert des relativen Sauerstoffanteils annehmen $X_{\text{cmb}} = X_{\text{cyl}}$.

Wie im Anhang D hergeleitet, kann die folgende Gleichung abgeleitet werden, um den Zusammenhang zwischen AGR-Rate r_{egr} und Verbrennungsluftanteil X_{cmb} für Variationen des relativen Luftmassenanteils X_{cyl} zu analysieren.

$$r_{\text{egr}} = \frac{(1 - X_{\text{cyl}}) (L_{\text{st}} + X_{\text{cmb}})}{L_{\text{st}} (1 - X_{\text{cyl}}) + X_{\text{cmb}} (1 + L_{\text{st}})} \quad (7.3)$$

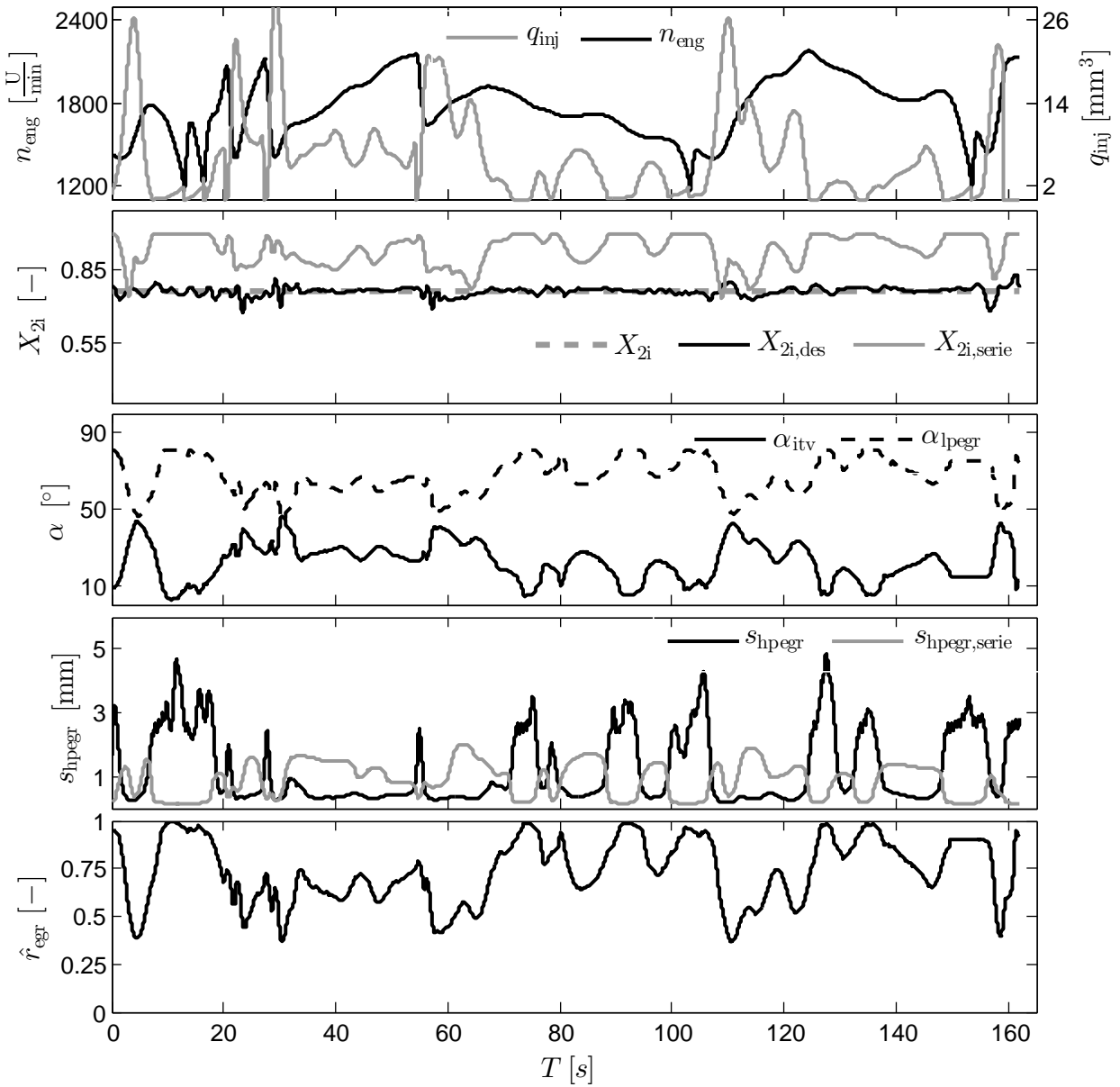


Bild 7.2: WLTC-Medium: Nahezu konstanter relativer Sauerstoffanteil X_{2i} durch verkoppelte Gaszustandsregelung von Hoch- und Niederdruck-AGR. Die durchschnittliche AGR-Rate während des Zyklus beträgt $\hat{r}_{\text{egr}} \approx 0,74$. Im Durchschnitt werden 72 % der Abgasmasse in den Frischluftpfad zurückgespült und nur 24 % passieren effektiv das Endrohr des Abgasstranges.

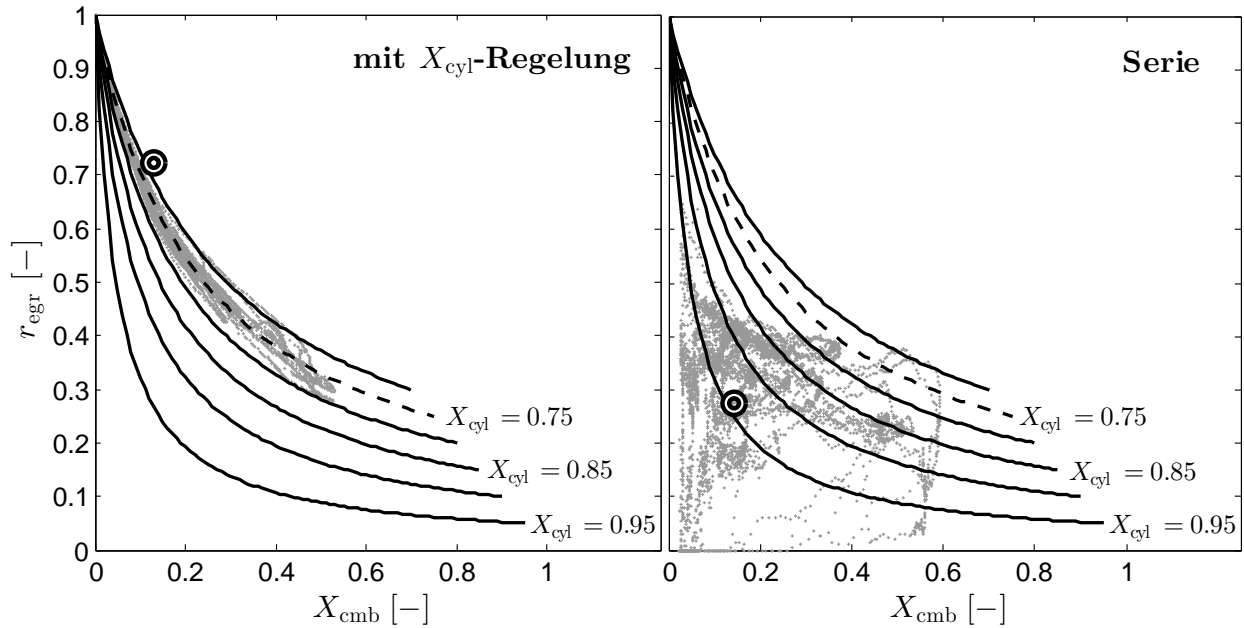


Bild 7.3: Reziproke Abhängigkeit der AGR-Rate r_{egr} vom Verbrennungsluftverhältnis bzw. der relativen Last X_{cmb} für unterschiedliche Werte des relativen Sauerstoffanteils im Zylinder X_{cyl} . Die grau dargestellten Punktwolken zeigen den zeitlichen Verlauf der AGR-Rate $r_{\text{egr}}(t)$ während des WLTC-Medium Prüfzyklusabschnitts. Im linken Bild ist die Regelung des relativen Sauerstoffanteils aktiv; im rechten Bild befindet sich der Motor im Serienbetrieb.

Zur Veranschaulichung des Zusammenhangs zwischen AGR-Rate und Motorlast, ist in Bild 7.3 die AGR-Rate für verschiedene relative Sauerstoffanteile X_{cyl} als Funktion des Verbrennungsluftanteils X_{cmb} dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der AGR-Rate und der Motorlast existiert. Bei geringer Last muss ein überproportionales Maß an Abgasen zurückgeführt werden, damit sich ein gewünschter relativer Sauerstoffanteil im Zylinder X_{cyl} einstellt.

Die Wertepaare von AGR-Rate und Verbrennungsluftanteils sind für den WLTC-Medium jeweils für die Serienregelung als auch für die Gaszustandsregelung in einem separaten Diagramm dargestellt. Die grau gefärbten Punktwolken aus Bild 7.3 zeigen jeweils den entsprechenden zeitlichen Verlauf während der Prüffahrt.

Im Linken Bild ist die Gaszustandsregelung aktiviert. Es ist zu erkennen, dass die AGR-Rate mit sinkender Last überproportional steigt. Auf Grund der Niederlast- und Schleppanteile resultiert für den WLTC-Medium eine durchschnittliche AGR-Rate von $\bar{r}_{\text{egr}} = 0,72$. Es werden daher im Durchschnitt 72 % der Abgase in den Frischluftpfad zurückgeführt.

Im rechten Bild wurde der gleiche Prüfzyklusabschnitt mit der Serienregelung gefahren. Die AGR-Rate zeigt keine klare Abhängigkeit von der Last, wodurch der relative Sauerstoffanteil im Zylinder stark unterschiedliche Werte annimmt. Während der Lastwechsel sind Schwankungen von bis zu $\Delta X_{\text{cyl}} = 0,3$ zu beobachten. Da der Serienmotor über kein Niederdruck-AGR-Ventil bzw. keine Ansaugklappe verfügt, ist die stellbare AGR-Rate auf ca. 45 % begrenzt. Die durchschnittliche AGR-Rate beträgt im Serienbetrieb $\bar{r}_{\text{egr}} = 0,274$. Dies zeigt deutlich, dass ein Hoch-

AGR-Betrieb erst durch ein Drosselventil möglich ist, das die Frischluftzufuhr aktiv begrenzen kann.

An Hand des rechten Bildes wird deutlich, dass die Verbrennung im Serienbetrieb nicht nur für einen emissionsarmen und effizienten Betrieb kalibriert werden muss, sondern auch gleichzeitig gewährleisten muss, dass selbst bei Schwankungen im Sauerstoffanteil von bis zu 30 % keine Drehmomenteinbrüche oder Zündaussetzer entstehen.

In Bild 7.4 sind über den selben Zyklusabschnitt der Gaszustand im Zylinder als auch die Stellgrößen der Verbrennung gezeigt. Die dargestellten Zustände bilden daher die Ein- und Ausgangsgrößen der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung. Da die Seriensteuerung der Verbrennung unabhängig von der Gasmasse und -temperatur im Zylinder ist, wurde für die Seriensteuerung auf eine Darstellung des Gaszustandes im Zylinder verzichtet.

Im Allgemeinen ist zu beobachten, dass der verwendete Stellgrößenbereich bei der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung deutlich größer ist. Während die Seriensteuerung den Haupteinspritzwinkel im Bereich von $\varphi_{mi} = 2 \text{ v.OT}$ bis $\varphi_{mi} = -1 \text{ vOT}$ verstellt, verwendet die gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung einen Stellbereich von $\varphi_{mi} = 9,5 \text{ °v.OT}$ bis $\varphi_{mi} = -2,5 \text{ °v.OT}$. Bei hochdynamischen Betriebszuständen, wie sie beispielsweise während den Schaltvorgängen der ersten 30 Sekunden vorkommen, ist zudem eine deutlich höhere Dynamik der Stellgrößen zu beobachten. Mit fünf Eingangsgrößen reagiert die gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung nicht nur auf den aktuellen Motorbetriebszustand, sondern auf jeden weiteren Zustand, der einen dominanten Einfluss auf die transiente Emissions- und Drehmomentbildung hat.

Ebenfalls ist zu erkennen, dass im Vergleich zur Seriensteuerung zum einen das Raildruckniveau höher ist und zum anderen der Haupteinspritzwinkel im Durchschnitt deutlich früher gestellt ist. Es wird somit eine Verbrennung mit deutlich höherem Homogenanteil gesteuert, deren Wärme-freisetzung durch die erhöhten AGR-Raten kontrolliert ist. Erst durch das Einregeln dieser teilhomo-genen Verbrennung wird die gleichzeitige Reduktion von Emissionen und Kraftstoffverbrauch möglich.

Betrachtet man die Emissionen im Serienbetrieb ist zu erkennen, dass der Motor sehr geringe Ruß-Emissionen ausstößt. Da der Motor im Auslieferungszustand über keinen Partikelfilter verfügt, liegt eine rußoptimierte Kalibrierung vor, die zwar einerseits ein hohes Drehmoment erzielt, jedoch andererseits auch zu erhöhten NO_x -Emissionen führt.

Für die optimierte Gesamtregelstruktur gilt dies nicht. Mit dem Steuern der Wärmefreisetzung durch den relativen Sauerstoffanteil X_{cyl} und die Optimierung der Gemischbildung durch die Stellgrößen der Verbrennung, können Ruß und NO_x gleichzeitig minimiert werden, ohne ein reduziertes Motormoment in Kauf nehmen zu müssen. Auf Grund der hochdynamischen Gaszustandsregelung und der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung können die Emissionsspitzen eliminiert werden.

Wie bereits oben erwähnt, wurde bei beiden Regelstrategien während des WLTC-Medium die gleiche Trajektorie des Einspritzverlaufs q_{inj} gesteuert. Da auch die Motordrehzahl für beide Betriebsstrategien identisch ist, verbleibt das Motormoment als Maß der Effizienz. Resultiert daher bei einer Betriebsstrategie ein höheres Motormoment, dann ist diese in der Lage die Kraftstoff-

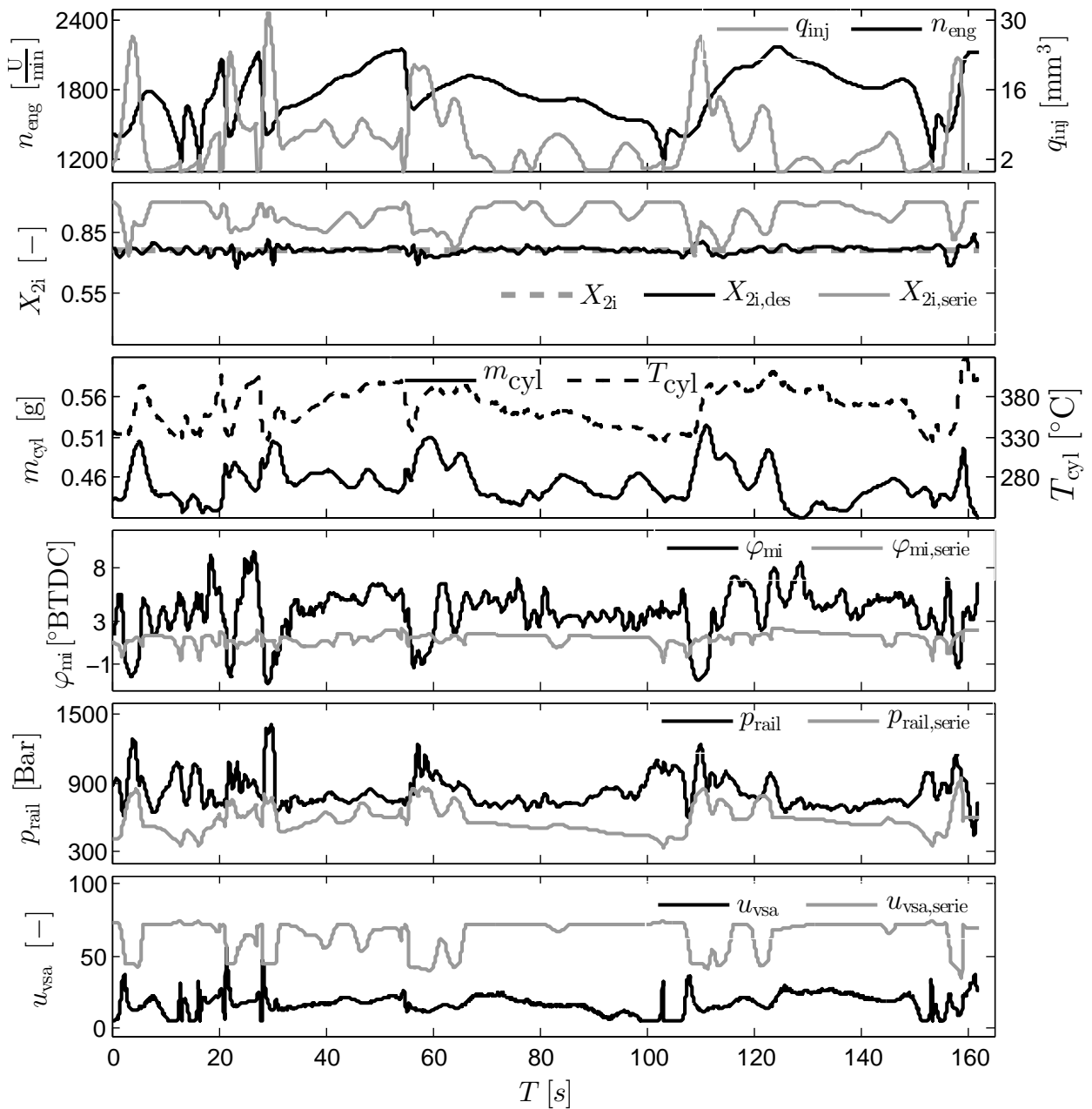


Bild 7.4: Ein- und Ausgangsgrößen der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung: Wegen des geringeren relativen Sauerstoffanteils X_{2i} sind im Vergleich zur Seriensteuerung im Allgemeinen ein höheres Niveau des Raildruckes und frühere Einspritzwinkel zu beobachten.

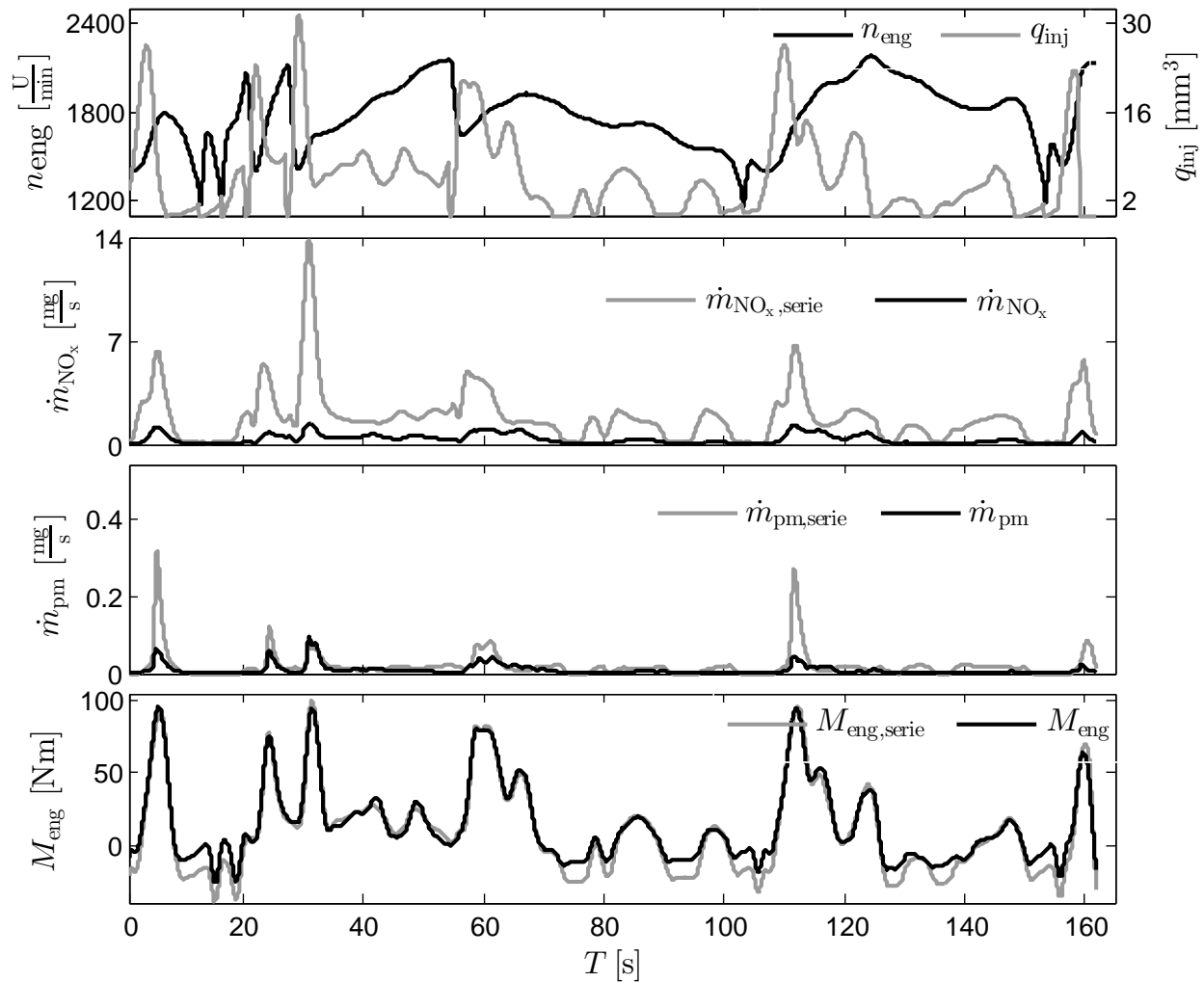


Bild 7.5: Durch die optimierte Gesamtmotorregelung können alle Emissionsspitzen eliminiert werden. Wegen des dauerhaft eingeregelter, geringen relativen Sauerstoffanteils ist eine Verbrennung möglich, die geringe Emissionen und zugleich eine hohe Effizienz aufweist. Die gaszustandsspezifische Verbrennungssteuerung ermöglicht auch bei Regelabweichungen des Gaszustandsreglers eine optimale Verbrennung.

energie effizienter in mechanische Arbeit umzuwandeln.

In Bild 7.5 ist im Graphen des Drehmomentes zu erkennen, dass bei mittlerer bis hoher Last keine nennenswerten Unterschiede bestehen. Im Niederlastbereich als auch im Schleppbetrieb mit negativem Motormoment sind hingegen deutlich höhere Drehmomente für die gaszustandsgeregelte Strategie zu erkennen. Vergleicht man in Bild 7.2 die Positionen der Hochdruck-AGR in Schubphasen dann ist zu erkennen, dass im Serienbetrieb das Hochdruck-AGR-Ventil voll geschlossen wird und daher ein maximaler Massenstrom über den Turbolader geleitet wird. Gleichzeitig ist auch die VTG voll geöffnet, um den Ladedruck bei einer folgenden Lastanhebung aufzubauen zu können. In der Summe resultiert ein erhöhter Abgasgegendruck, der zu erhöhten Schleppverlusten führt. Der Gaszustandsregler der optimalen Reglerstruktur versucht hingegen unter Schub- und im Niederlastbetrieb den relativen Sauerstoffanteil einzuregeln und stellt wegen der geringen

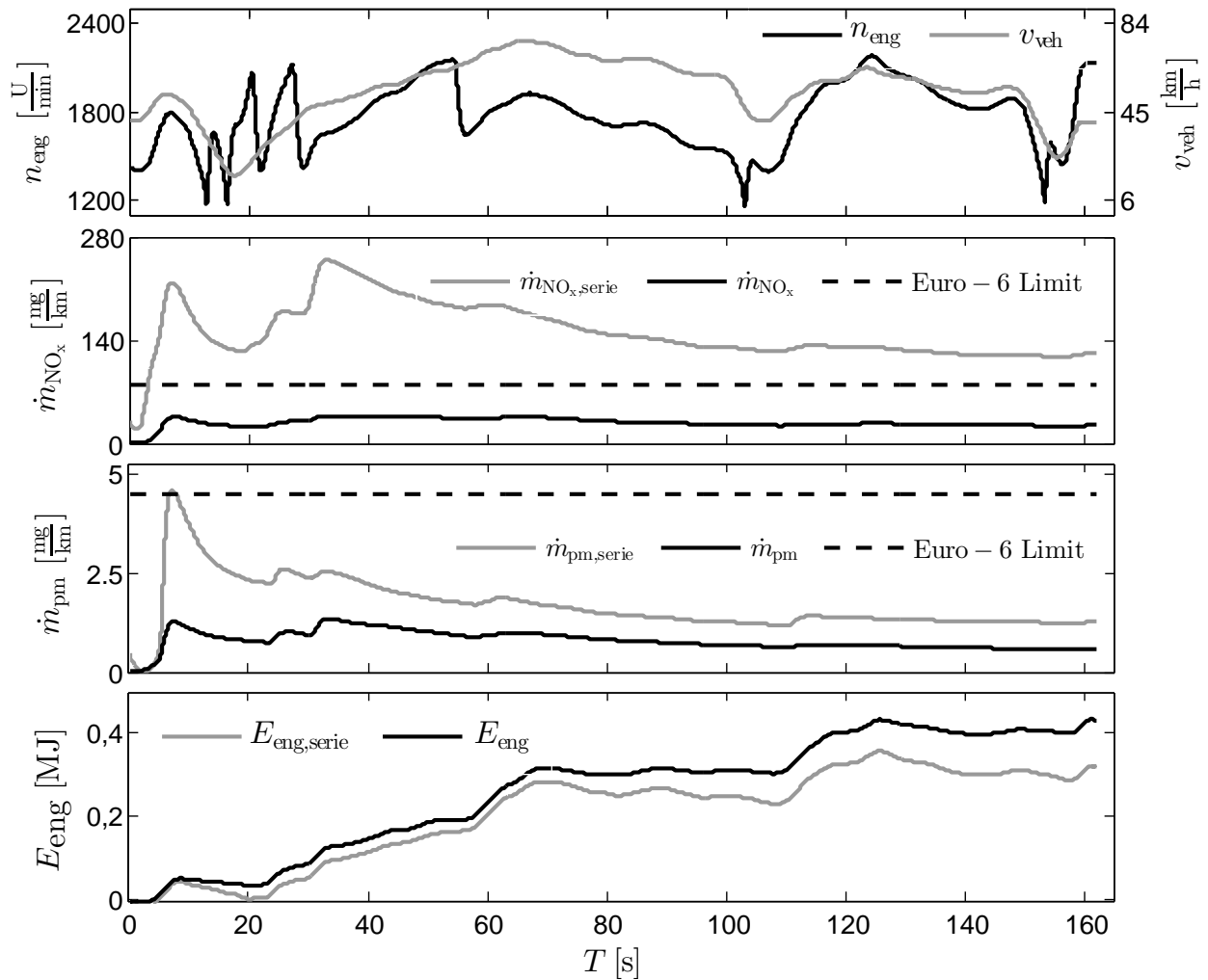


Bild 7.6: Streckenbezogenen Emissionen im WLTC-Medium: Im Vergleich zur Seriensteuerung werden die NO_x-Emissionen um 81 % und die Ruß-Emissionen um 55 % reduziert. Die erzielten Emissionswerte liegen für NO_x bei 30 % und für Ruß bei 13 % der Euro-6-Grenzwertes. Gleichzeitig kann die Effizienz in der Summe um 34 % gesteigert werden.

Einspritzmengen das Hochdruck-AGR-Ventil auf maximale Werte. Es wird somit der minimal mögliche Gasmassenstrom über die Turbine geführt, wodurch die Pumpverluste reduziert werden und ein bis zu 12 Nm geringeres Schleppmoment erzielt werden kann. Die kinetische Energie des Fahrzeuges kann daher zu einem größeren Maße in Fortbewegung umgesetzt und somit bei Fahrprofilen mit sinkender Geschwindigkeit Kraftstoff eingespart werden.

Um zu quantifizieren welche Vorteile die neu entwickelte Gesamtmotorregelung bezüglich der gesetzlichen Emissionsvorgaben erzielt, sind in Bild 7.6 die kumulierten streckenbezogenen Emissionen dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Serienmotor über eine rußreduzierte Kalibrierung verfügt. Die Ruß-Emissionen liegen im Serienbetrieb für den WLTC-Medium deutlich unter dem Euro-6 Grenzwert, während die NO_x-Emissionen hingegen deutlich über dem Grenzwert liegen. Während den anfänglichen Schaltvorgängen vom ersten in den dritten Gang wird

der NO_x -Emissionsgrenzwert um mehr als das Dreifache überschritten. Im Vergleich liegen die streckenbezogenen NO_x -Emissionen der neu entwickelten Reglerstruktur auch während des Beschleunigungsvorgangs deutlich unter der Hälfte des Euro-6 Grenzwertes.

Zum Ende des WLTC-Medium stellen sich im Falle der Serienregelung durchschnittliche NO_x -Emissionen ein, die 52 % über dem gesetzlichen Grenzwert liegen. Für die optimierte Regelstrategie liegt hingegen nicht nur der Durchschnittswert der NO_x -Emissionen 70 % unterhalb des gesetzlichen Grenzwertes sondern zusätzlich wird der Grenzwert der Rußemission um 87 % unterboten. Im dynamischen Betrieb des WLTC-Medium-Prüfzyklusabschnitts konnten daher im Vergleich zu Serienregelung die NO_x -Emissionen um 81 % und gleichzeitig die Rußemissionen um 55 % reduziert werden.

Im untersten Graphen ist der integrierte Wert der Motorleistung dargestellt. Da die Einspritzmenge als auch die Drehzahl für beide Betriebsstrategien identisch ist, kann die integrale Motorleistung als Maß der Antriebseffizienz interpretiert werden. Die integrale Motorleistung ist die Energie der eingespritzten Kraftstoffmasse, die in mechanische Arbeit umgesetzt werden konnte. Im Vergleich zur Seriensteuerung konnte diese Größe um 34 % gesteigert werden, was mit einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs gleichbedeutend ist.

In Kapitel B.2 wurde hergeleitet, dass für einen Opel Insignia zum sicheren Bestehen einer RDE-Fahrt ab Januar 2020 folgende leistungsbezogenen Emissionsgrenzwerte eingehalten werden müssen:

$$\dot{m}_{\text{psNO}_x, \text{max}} = 0,0698 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad \text{ab Jan. 2020} \quad (7.4a)$$

$$\dot{m}_{\text{pspm, max}} = 0,0029 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad \text{ab Sep. 2017.} \quad (7.4b)$$

Wie ein Vergleich mit Tabelle 2.4 auf Seite 24 zeigt, entsprechen sie den Grenzwerten, die im Rahmen der Verbrennungsoptimierung zur Parametrierung der Gütefunktion verwendet wurden. Durch die Verbrennungsoptimierung wird der Motor im Stationären darauf optimiert, die Grenzwerte aus Gleichung 7.4 im dynamischen Betrieb zu keinem Zeitpunkt zu überschreiten.

Um die Ist-Werte der leistungsspezifischen Emissionen für den WLTC-Medium zu berechnen, muss das indizierte Motormoment bestimmt werden. Hierzu wird als Schätzwert die Summe aus dem gemessenen Kurbelwellen-Motormoment und dem Schleppmoment einer drehzahlabhängigen Schleppmomentkurve gebildet. Über den Quotienten aus Emissionsmassenstrom und indizierter Motorleistung resultieren schließlich die folgenden leistungsbezogenen Emissionen des WLTC-Medium Prüfzyklusabschnitts.

$$\dot{m}_{\text{psNO}_x} = 0,0391 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad (7.5a)$$

$$\dot{m}_{\text{pspm}} = 0,00078 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad (7.5b)$$

Der Vergleich zeigt, dass die erreichten, leistungsbezogenen Rohemissionen für NO_x und Ruß auch ohne die Verwendung von Partikelfiltern und NO_x -Speicher-katalysatoren deutlich unterhalb der geforderten Grenzwerte liegen.

Die gezeigten Ergebnisse wurden mit einem EURO-4 Serienmotor mit nachgerüsteter Niederdruck-AGR erzielt. Alle verwendeten Aktoren sind Serienbauteile (vgl. Tabelle A.1). Eine Übertragbarkeit auf andere Dieselmotoren ist damit im Allgemeinen gegeben. Eine Grundvoraussetzung ist hierbei jedoch die Verwendung eines Drosselventils, mit dem der Luftpfad vollständig von der Umgebung getrennt werden kann und somit AGR-Raten von bis zu 100 % gestellt werden können.

Die Rechenzeit der vorgestellten Algorithmen beträgt auf der Echtzeithardware (vgl. Kapitel A.3) 4 ms. Um eine zyklussynchrone Steuerung der Verbrennung zu erzielen, sollte das verwendete Berechnungsintervall ΔT_0 für einen Vierzylinder, Viertaktmotor im Idealfall nicht größer sein als:

$$\Delta T_{0,\max} = \frac{30}{n_{\text{eng},\max}} \quad (7.6)$$

Hierbei entspricht $n_{\text{eng},\max}$ der Maximaldrehzahl des Motors. Für einen beispielhaften Wert von $n_{\text{eng},\max} = 5500 \text{ U/min}$ entspricht dies einem maximalen Berechnungsintervall von 5,5 ms.

8 Zusammenfassung

Ziel der Arbeit ist es, eine Gesamtregerstruktur des Dieselmotors zu entwickeln, die einen optimalen Betrieb hinsichtlich Emissionen und Verbrauch auch im transienten Motorbetrieb ermöglicht. Hierzu werden auf Basis vorangegangener Arbeiten und physikalischer Überlegungen zunächst die dominanten Einflussfaktoren der transienten Emissions- und Drehmomentbildung identifiziert. Es resultiert hierbei, dass neben dem Motorbetriebspunkt $\mathbf{x}_{\text{op}} = [q_{\text{inj}}, n_{\text{eng}}]$ auch der Gaszustand im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma} = [m_{\text{cyl}}, T_{\text{cal}}, X_{\text{cyl}}]$, bestehend aus der Masse, der Temperatur und dem relativen Sauerstoffanteil im Zylinder von grundlegender Bedeutung ist und in den Reglerstrukturen des Dieselmotors berücksichtigt werden muss.

Basierend auf dieser Erkenntnis wird eine Reglerstruktur für den optimalen dynamischen Motorbetrieb abgeleitet. Diese besteht zum einen aus einem Gaszustandsregler, der zur Vermeidung transienter Emissionen den optimalen Gaszustand $\boldsymbol{\varsigma}_{\text{opt,op}}$ auch unter hochdynamischen Bedingungen einregelt. Zum anderen besteht sie aus einer gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung, die die Stellgrößen der Verbrennung $\mathbf{u}_c = [\varphi_{\text{mi}}, p_{\text{rail}}, u_{\text{vsa}}]$, d.h. den Haupteinspritzwinkel, den Raildruck und die Drallklappenposition zyklussynchron in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} und des Gaszustandes im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma}$ optimal steuert.

Zur Umsetzung der gaszustandsspezifischen Verbrennungssteuerung werden die Stellgrößen der Verbrennung für alle Kombinationen des Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} und des Gaszustandes im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma}$ optimiert, die im dynamischen Betrieb eines definierten Motorbetriebsbereiches vorkommen können. Für den untersuchten Versuchsträger werden hierzu die 3 Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c für 210 verschiedene Eingangskombinationen des Gaszustandes $\boldsymbol{\varsigma}$ und des Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} optimiert.

Um eine 8-dimensionale Vermessung des Motorbetriebspunktes \mathbf{x}_{op} , des Gaszustandes im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma}$ und der Stellgrößen der Verbrennung \mathbf{u}_c zu vermeiden, wird eine Methode zur Online-Optimierung entwickelt, bei der die Stellgröße der Verbrennung \mathbf{u}_c bei konstantem Motorbetriebspunkt \mathbf{x}_{op} und eingeregelter Gaszustand im Zylinder $\boldsymbol{\varsigma}$ online am Motorenprüfstand optimiert werden. Das Ergebnis der Verbrennungsoptimierung sind zum einen die optimalen Steuerkennfelder der Verbrennung $\mathbf{u}_{c,\text{opt}} = f(\mathbf{x}_{\text{op}}, \boldsymbol{\varsigma})$ und zum anderen Gütekennfelder $J_{c,\text{opt}} = f(\boldsymbol{\varsigma})$ die es ermöglichen, die optimierte Verbrennung in Abhängigkeit des Gaszustandes im Zylinder quantitativ zu bewerten.

Es ergibt sich auf Basis einer Analyse dieser Kennfelder, dass es nur dann möglich ist den Dieselmotor mit gleichzeitig geringen Emissionen und Verbrauch zu betreiben, wenn über den Luftpfad ein Gaszustand mit geringem relativen Sauerstoffanteil X_{cyl} eingestellt wird. Erst dann ist es möglich, eine weitestgehend vorgemischte Verbrennung zu erzielen, bei der einerseits die Gemischbildung durch hohe Raildrücke und frühe Einspritzwinkel optimiert ist und dennoch die Wärmefreisetzung durch den Inertgasanteil des Verbrennungsgases kontrolliert ist.

Damit es möglich ist, diese optimale Verbrennung auch im Transientbetrieb zu realisieren, wird eine Mehrgrößenregelung des Gaszustandes im Einlassbehälter unter der Verwendung von Hoch- und Niederdruck-AGR entwickelt. Schwerpunkt des Reglerentwurfs ist die Entwicklung einer hochdynamischen, verkoppelten Steuerstruktur des relativen Sauerstoffanteils X_{2i} und der Gastemperatur T_{2i} im Einlassbehälter, die über den Ansatz des *Internal-Model-Control* ohne zusätzlichen Parametrieraufwand zu einer Gaszustandsregelung erweitert werden kann. Darüber hinaus wird eine modellbasierte Sollwerttransformation vorgestellt, die es ermöglicht, die geregelten Gaszustände des Einlassbehälters zum Steuern des Gaszustandes im Zylinder zu verwenden.

Um die Gesamtreglerstruktur zu validieren, wurde sie am Motorenprüfstand mit der Serienmotorsteuerung verglichen. Im WLTC-Medium Prüfzyklusabschnitt zeigte sich, dass durch die neu entwickelte Reglerstruktur die NO_x -Emissionen um 81 % und die Ruß-Emissionen um 55 % gesenkt und gleichzeitig die Energieausbeute um 34 % erhöht werden konnte. Durch die optimale Regelung des Dieselmotors sind Rohemissionen erzielt worden, deren streckenspezifische Werte für NO_x bei lediglich 30 % und für Ruß bei 13 % des Euro-6 Grenzwertes liegen.

Anhang

A Prüfstand

A.1 Versuchsträger

Der verwendete Versuchsträger ist ein *Opel Z19DTH* Dieselmotor mit 110 kW und 350 Nm. Der 4 Zylinder 4-Takt-Motor hat 4 Ventile pro Zylinder und zwei oben liegende Nockenwellen. Der Hubraum des Motors beträgt 1910 cm^3 bei einer Zylinderbohrung von 82 mm und einem Hub von 90,4 mm. Das Verdichtungsverhältnis beträgt 17,5. Die wichtigsten allgemeinen Merkmale sind in Tabelle A.1 zusammengefasst.

Die Gemischbildung erfolgt über ein Common-Rail-Einspritzsystem mit einer Hochdruckpumpe des Typs *CPI-H* des Herstellers *BOSCH*. Der maximale kalibrierbare Raildruck beträgt 1600 bar. Das Einspritzsystem wird über eine EDC16 von BOSCH gesteuert. Neben der Haupteinspritzung können bis zu 3 Voreinspritzungen und 2 Nacheinspritzungen gesteuert werden. Hierbei ist die erste Nacheinspritzung drehmomentbildend und die zweite dient zur Konditionierung der Abgasnachbehandlungssysteme. Die wichtigsten Merkmale des Einspritzsystems sind in Tabelle A.1 zusammengefasst.

Zur Steuerung der Gasbewegung im Zylinder ist der Motor zusätzlich mit elektronisch regelbaren Drallklappen ausgestattet. Alle vier Drallklappen werden über ein Gestänge zentral betätigt. Der Aktor *EAM-i* des Herstellers *Pierburg* ist mit einem internen Positionssensor versehen.

Der *Z19DTH*-Motor verfügt im Originalzustand über einen Garrett Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie und pneumatisch betätigter Aktorik. Für eine präzise Regelung der Gasmasse im Zylinder wurde die unterdruckgesteuerte Druckdose durch einen Allzweckaktuator getauscht. Der *GPA NG2* von *Continental* regelt die Position der VTG-Leitschaufeln über einen federbelasteten Gleichstrommotor mit Positionsrückführung. Des weiteren ist der Motor über ein Hochdruck-AGR-Ventil des Herstellers *Pierburg* ausgestattet. Das elektromagnetisch betätigte Ventil ist in einer druckkompensierten Doppeltellerkonstruktion ausgeführt und verfügt im Originalzustand über keine Positionsrückführung. Für eine präzise Regelung des Hochdruck-AGR-Massenstroms wurde die Tauchspule durch ein vergleichbares Serienbauteil mit Positionsrückführung ersetzt.

Damit eine verkoppelte Regelung von Gastemperatur und relativem Sauerstoffanteil möglich ist, wurde der Motor durch ein Niederdruck-AGR-Ventil ergänzt. Das verwendete *High-Flow-Ventil* des Herstellers *Pierburg* ist ähnlich einer Drosselklappe als Klappenventil ausgeführt. Die Klappenmechanik wird über einen Gleichstrommotor mit interner Positionsrückführung betätigt. Damit AGR-Raten von bis zu 100 % eingeregelt werden können, wurde im Niederdruckluftpfad zusätzlich eine Ansaugklappe des Herstellers *Continental* verbaut.

Alle Aktoren des Luftpfades werden über eine dreifache Kaskade positionsgeregt. Die innere Kaskade regelt hierbei den Strom über einen analogen Zweipunktreger und ersetzt damit die üb-

Tabelle A.1: Versuchsträger

Allgemein	
Hersteller	OPEL
Typ	Z19DTH
Zylinder/Ventile	4/16
Kraftstoff	Diesel
Leistung	110 kW bei 4000 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$
Drehmoment	315 Nm bei 2000 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$
Nockenwellen	2 x obenliegend
Hubraum/Bohrung/Hub	1910 cm ³ /82 mm/90,4 mm
Verdichtung	17,5
BMEP max	20,7 bar
BSFC min	220 $\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$
Kraftstoffpfad	
Typ	Common-Rail
Steuereinheit	BOSCH EDC16
Hochdruckpumpe	BOSCH CP1-H
Maximaldruck	1600 bar
Anzahl Vor-/Nacheinspritzungen	3/2
min. Dauer zwischen Einspritzungen	800 μs
max. Anzahl an Einspritzungen pro Zyklus	3
Luftpfad	
Hochdruck-AGR	
Hersteller	Pierburg
Typ	druckkompensiertes Doppeltellerventil
Aktorik	elektromagnetisches Hubventil
Positionserfassung	ja (nachgerüstet)
Niederdruck-AGR (nachgerüstet)	
Hersteller	Pierburg
Typ	Klappenventil (High-Flow)
Aktorik	Gleichstrommotor mit Strinradgetriebe
Positionserfassung	ja
Ansaugklappe (nachgerüstet)	
Hersteller	Continental
Typ	Klappenventil
Aktorik	Gleichstrommotor mit Strinradgetriebe
Positionserfassung	ja
Turbolader	
Hersteller	Garrett
Verstelleinrichtung	variable Turbinengeometrie
Aktorik	Gleichstrommotor mit Strinradgetriebe (nachgerüstet)
Positionserfassung	ja



liche PWM-Ansteuerung. In der zweiten Kaskade erfolgt eine Geschwindigkeitsregelung, um das Regelverhalten im Bereich der Haftreibung zu verbessern. In der dritten Kaskade wird schließlich die Position der Aktoren geregelt. Die wichtigsten Eigenschaften der Luftpfadaktuatorik sind in Tabelle A.1 zusammengefasst.

A.2 Belastungseinrichtung

Die Belastungseinrichtung des Motorenprüfstandes besteht aus einem Umrichter und einer Asynchronmaschine. Der Umrichter des Herstellers *Elpro* vom Typ *VSI-RP 400/345* wird mit einer 3-phasigen, 400 V und 50 Hz Wechselspannung gespeist. Durch den IGBT-gesteuerten Gleich- und Wechselrichter wird am Ausgang eine stufenlos einstellbare Wechselspannung von bis zu 200 Hz und 400 V zur Verfügung gestellt. Zur hochdynamischen Drehzahl- bzw. Momentenregelung der Asynchronmaschine verfügt der Umrichter über eine feldorientierte Stromkomponentenregelung. Die Drehstromasynchronmaschine des Herstellers *ABB* vom Typ *DMR225* hat eine Nennleistung von 160 kW und eine Nenndrehzahl von $5000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$. Die wichtigsten technischen Daten der Antriebseinheit sind in Tabelle A.2 zusammengefasst.

Tabelle A.2: Technische Daten der Belastungseinrichtung des Motorenprüfstandes.

Asynchronmaschine	
Hersteller	ABB
Typ	DMR225.88.2COA
Leistung	160 kW
Nenndrehzahl	5000 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$
Trägheitsmoment	0,38 kgm ²
Frequenzumrichter	
Hersteller	ELPRO GmbH (heute VEM)
Typ	VSI-RP 400/345
Nennleistung	240 kVA bei 400 V
Netzspannung	400 V
Ausgangsbemessungsstrom	345 A
Momentenanregelzeit	5 ms

A.3 Echt-Zeitentwicklungsumgebung

Die Echtzeit-Entwicklungsumgebung des Motorenprüfstandes ist in Bild A.1 schematisch dargestellt. Ihre wichtigsten Bestandteile sind die drei dargestellten Bedien-PCs, die fünf Echtzeitsysteme sowie die Ethernet-basierte Steuergeräteschnittstelle ETK.

Das Leitsystem ist ein *dSPACE*-basiertes Echtzeitsystem zur Regelung, Steuerung und Überwachung der Antriebseinrichtung, Kühlwasserversorgung, Kraftstoffversorgung und -konditionierung als auch der Abgasmesstechnik.

Die Motorregelung wird über drei *dSPACE*-basierte Echtzeitsysteme realisiert. Auf dem System „Luftpfadregelung“ (vgl. Bild A.1) sind die Algorithmen der Gaszustandsregelung aus Kapitel 6 sowie die Algorithmen zur winkelsynchronen Gaszustandsbestimmung im Zylinder aus Kapitel 5 implementiert. Die Luftpfadaktorik wird unmittelbar über die analogen Ausgänge des Echtzeitsystems sowie über die nachgeschalteten Verstärkerschaltungen geregelt.

Das zweite Echtzeitsystem dient zur Steuerung der Verbrennung. Über die 5-dimensionalen experimentellen LOLIMOT-Datenstrukturen (vgl. Kapitel 4) werden nach den Ergebnissen der Verbrennungsoptimierung aus Kapitel 3 die optimalen Stellgrößen des Kraftstoffpfades sowie der Drallklappen berechnet. Diese werden über einen CAN-Datenbus an das *ETAS*-Echtzeitsystem *ES1000* geschickt. Das *ES1000* sowie der Ethernet-basierte ETK-Kopf dienen als Steuergerätebypass. So ist es möglich die im *dSPACE*-System berechneten Sollwerte unmittelbar zur Steuerung und Regelung des Kraftstoffpfades zu verwenden.

Das dritte Echtzeitsystem ist ein am Institut entwickeltes Indiziersystem. Es wertet die Zylinderdruckdaten winkelsynchron aus und stellt zyklussynchrone Kenngrößen der Verbrennung wie bspw. Schwerpunktlage der Verbrennung, Maximaldruck, maximaler Zylinderdruckgradient, etc. auf dem CAN-Bus zur Verfügung. Neben den genannten Funktionen ist auf diesem Echtzeitsystem auch der C-Code zur zyklussynchronen und zylinderindividuellen Rekonstruktion des Absolutdruckes nach Abschnitt 5.1 implementiert.

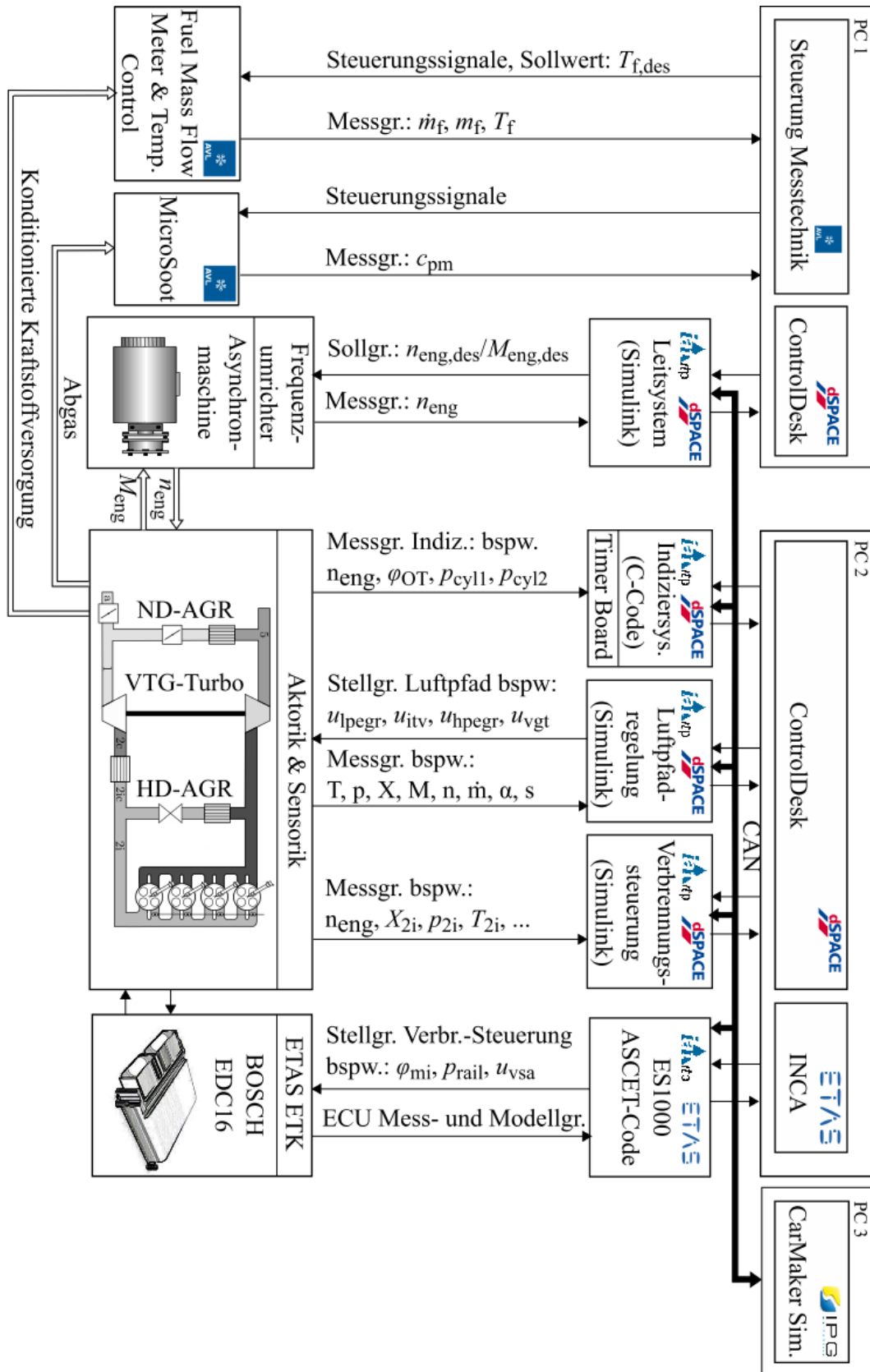


Bild A.1: Charakteristische CO_2 -Kurve: Aus den Mittelwerten der WLTC-Abschnitte für die streckenspezifische CO_2 -Masse (P_l, P_h, P_{eh}) wird eine Referenzkurve gebildet zur Bewertung der RDE-Mittelungsfenster P_j auf Normalität und Vollständigkeit.

Für eine Engine-In-The-Loop-Simulation ist der Motorenprüfstand mit der Fahrdynamik-Simulationsumgebung IPG-CarMaker verbunden. Es ist so möglich beliebige Realfahrtszenarien in Echtzeit nachzustellen. Ein Eingabegerät des PC3, wie beispielsweise Pedalerie oder Tastatur, geben hierbei einen Gaspedalwert an den Motor, dessen tatsächliches, gemessenes Motormoment per CAN-Bus an die Fahrdynamik-Simulation zurück gesendet wird. Das Motormoment wird von der Fahrdynamiksimulation in eine resultierende Motordrehzahl umgerechnet, welche schließlich als Sollwert an die Prüfstandsregelung übergeben wird.

B Ableitung kalibrierbarer Emissionsgrenzwerte aus den gesetzlichen Anforderung für RDE-Prüffahrten

Zur realitätsnahen Prüfung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von PKW wird im September 2017 der NEFZ durch die WLTC-Fahrzyklen mit zusätzlicher Realfahrtprüfung abgelöst. Mit der Einführung von portablen Emissionsmessgeräten (PEMS) werden in Zukunft Fahrzeuge bei ihrer Typenzulassung nicht weiter ausschließlich unter Laborbedingungen getestet, sondern zusätzlich im realen Fahrbetrieb auf öffentlichen Straßen. Im Gegensatz zu den bisherigen Prüfverfahren ist das Fahrprofil sowie weitere variable Einflussfaktoren wie beispielsweise Verkehrsaufkommen und Fahrerverhalten unbekannt. Die Anwendung von nahezu allen etablierten Fahrzyklus-Optimierungsmethoden ist hierdurch nicht weiter möglich.

Im folgenden Kapitel werden zunächst die gesetzlichen Vorschriften von Realfahrtprüfungen erläutert und analysiert. Die resultierenden Anforderungen an eine Realfahrt werden aufbauend verwendet, um den energetisch ineffizientesten Fall einer Fahrzeugfortbewegung zu definieren, der bei einer Prüffahrt zulässig ist. Hierdurch können schließlich die gesetzlich vorgeschriebenen streckenspezifischen Grenzwerte in leistungsspezifische umgerechnet werden. Die abgeleiteten Grenzwerte können unmittelbar als Gewichtungsfaktoren bei einer Verbrennungsoptimierung verwendet werden. Sie bilden daher die Grenzwerte der stationären und dynamischen Motorkalibrierung und garantieren damit das Bestehen einer beliebigen Realfahrtprüfung.

Innerhalb der EU-Binnengrenzen gelten die Grundfreiheiten des Binnenmarktes. Damit der freie Verkehr von Waren, Personen, Dienstleistungen und Kapital sichergestellt werden kann, wurde mit der Richtlinie 70/156/EWG des Rates vom 6. Februar 1970 ein einheitliches System für die Typengenehmigung von Kraftfahrzeugen geschaffen, welches u.a. die technischen Vorschriften für das Emissionsverhalten von PKW umfasst. Der Start des Programms „Saubere Luft für Europa“ der europäischen Kommission im März 2001 hatte eine Strategie zur Luftreinhaltung zur Folge, welche besagt, dass zur Erreichung von Luftqualitätszielen die Emissionen des Verkehrssektors weiter gesenkt werden müssen. Die hieraus resultierenden Maßnahmen sind in Verordnung 715/2007 vom 20. Juni 2007 dargelegt und definieren die neu einzuführenden Euro-5 und Euro-6 Normen zur Senkung von bspw. Partikeln, Stickoxiden und Kohlenwasserstoff. Darüber hinaus wird der Kommission in dieser Verordnung angeordnet zu überprüfen, ob der „Neue Europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) als gültiger Prüfzyklus dieser Abgasnormen repräsentative Emissionsmesswerte liefert, die denen im praktischen Fahrbetrieb entsprechen. Die Verordnung zieht erstmals die Verwendung von portablen Emissionsmessgeräten bei Realfahrtprüfungen (RDE-Prüfungen) in Erwägung.

Auf Basis interner und externer Untersuchungen kam die Kommission zu dem Ergebnis, dass insbesondere PKW und leichte NKW mit Dieselmotor im Realbetrieb ein Vielfaches der Emissionen ausstoßen (real driving emissions, RDE), die im NEFZ-Prüfzyklus gemessen werden. Zur Behebung der Missstände wurden schließlich vier RDE-Pakete verabschiedet, welche die Verfahren,

Prüfungen und Anforderungen einer Typengenehmigung nach Verordnung 692/2008 grundlegend ändern.

Mit dem ersten RDE-Paket (Verordnung (EU) 2016/427 vom 10. März 2016) sind die RDE-Prüfverfahren eingeführt worden. Es enthält sämtliche legislative Anforderungen und Methodiken, die zur Vermessung, Aus- und Bewertung einer RDE-Fahrt vorgeschrieben sind. Im zweiten RDE-Paket vom 20. April 2016 (Verordnung (EU) 2016/646) sind Konformitätsfaktoren festgelegt, welche die tatsächlichen Emissionsgrenzwerte berechnen lassen. Weiter werden Maßnahmen zur Überprüfung der Fahrdynamik eingeführt, die das Fahrverhalten quantitativ bewerten und eine RDE-Fahrt für ungültig erklären können, falls diese unangemessen ist. Im dritten RDE-Paket sollen die gesetzlichen Vorschriften zur Begrenzung der Partikelzahl (PN), der Bewertung von Kaltstartemissionen sowie die RDE-Testverfahren von Hybridfahrzeugen eingeführt werden. Im vierten RDE-Paket werden schließlich die Regularien zur Funktionskontrolle von emissionsmindernden Einrichtungen während der Lebensdauer des Fahrzeuges enthalten sein. [Carriero 2016],[May 2015].

Im folgenden Kapitel sind die wichtigsten Regularien der Verordnungen (EU) 2016/427 und (EU) 2016/646 zur Erläuterung der RDE-Prüfverfahren zusammengefasst. Für detailliertere Informationen sei auf die entsprechenden Verordnungen verwiesen.

B.1 Gesetzliche Vorschriften zur Prüfung und Bewertung einer RDE-Fahrt

Das Verfahren zur Prüfung des Emissionsverhaltens von PKW und leichten NKW im praktischen Fahrbetrieb kann in zwei grundlegende Abschnitte unterteilt werden. Im ersten wird die RDE-Prüffahrt auf Gültigkeit geprüft. Hierbei wird untersucht, ob beispielsweise das zulässige Fahrzeuggewicht, die Fahrstrecke, als auch die Temperaturen und die Höhenlage den gegebenen Rechtsvorschriften entsprechen. Weiter werden in der Gültigkeitsprüfung die verwendeten Schmieröle und Kraftstoffe überprüft. Ist die Gültigkeit nachgewiesen, werden im zweiten Schritt die dynamischen Bedingungen einer RDE-Fahrt untersucht. Diese gelten als erfüllt, wenn zum einen definierte Grenzwerte fahrdynamischer Kenngrößen nicht überschritten werden und zum anderen die Normalität einer RDE-Fahrt durch entweder die „Methode der gleitenden Mittelungsfenster“ oder die „Methode der Einstufung in Leistungsklassen“ nachgewiesen werden kann. Die jeweils angewandte Normalitätsprüfmethodik berechnet ferner einen gewichteten Emissionswert für den Stadt- als auch den Gesamtanteil der Realfahrt. Beide Werte müssen zum Bestehen einer Realfahrtprüfung unterhalb des gesetzlichen Emissionsgrenzwertes $m_{\text{dsgc},\text{nfe}}$ liegen. Dieser Emissionsgrenzwert wird als NTE-Grenzwert (not to exceed) bezeichnet und ist wie folgt definiert.

$$m_{\text{dsgc},\text{nfe}} = k_{\text{cf},\text{gc}} m_{\text{EU6},\text{gc}} \left[\frac{\text{mg}}{\text{km}} \right] \quad (\text{B.1})$$

Der Index „dsgc“ deklariert hierbei, dass es sich um eine streckenspezifische Größe („ds“) einer hier allgemein benannten Gaskomponente („gc“) handelt. Der Konformitätsfaktor $k_{\text{cf},\text{gc}}$ gibt an, um welchen Faktor der Euro-6-Grenzwert $m_{\text{EU6},\text{gc}}$ bei einer RDE-Fahrt maximal überschritten werden darf. Für Stickoxide gilt in einer Übergangsphase ab September 2017 bspw. ein Wert von $k_{\text{cf},\text{NO}_x} = 2,1$. Zum 1. Januar 2020 wird dieser zu $k_{\text{cf},\text{NO}_x} = 1,5$ abgesenkt. Die aktuell bekannten Konformitätsfaktoren sind in Tabelle B.1 zusammengefasst.

Tabelle B.1: Konformitätsfaktoren $k_{cf,gc}$ der Gaskomponenten „gc“ für RDE-Prüfungen ab September 2017

Schadstoff („gc“)	NO _x	Partikelzahl (PN)	CO	THC	HC + NO _x
Sep. 2017 - Jan. 2020	2,1	noch unbestimmt	-	-	-
ab Jan. 2020	1,5	noch unbestimmt	-	-	-

Tabelle B.2: Gemäßigte und erweiterte Umgebungsbedingungen

Umgebungszustand	Temperatur [°C]		Höhenlage [m]	
	gemäßigt	erweitert	gemäßigt	erweitert
Sep. 2017 - Jan. 2020	[3 30]	[-2 3]; (30 35]	bis 700	(700 1300]
ab Jan. 2020	[0 30]	[-7 0]; (30 35]		

B.1.1 Gültigkeitsprüfung einer RDE-Fahrt

In den Nummern 4-8 im Anhang IIIA der Verordnung (EG) 692/2008 stehen eine Vielzahl an Kriterien, die für die Gültigkeit einer RDE-Fahrt erfüllt sein müssen. Im Folgenden sind die wichtigsten zusammengefasst.

B.1.1.1 Umgebungsbedingungen: Die Gültigkeit der Umgebungsbedingungen ist über die Höhenlage des Fahrzeuges und die Umgebungstemperatur definiert. Hierbei ist grundlegend zwischen gemäßigten und erweiterten Bedingungen unterschieden. In der Übergangsphase von September 2017 bis Januar 2020 gelten gemäßigte Temperaturen im Bereich von [3 °C 30 °C] und erweiterte im Bereich von [-2 °C 3 °C] bzw. [30 °C 35 °C]. Ab Januar 2020 verschiebt sich die untere Grenze des gemäßigten Bereiches auf [0 °C] und die des erweiterten Bereichs auf [-7 °C]. Die Höhenlage darf für gemäßigte Bedingungen maximal 700 m betragen. Die Fahrzeughöhe gilt als erweitert, wenn sie Werte zwischen 700 m und 1300 m über dem Meeresspiegel aufweist. Die Emissionen die unter erweiterten Umgebungsbedingungen entstehen, werden durch einen Faktor geteilt bevor sie in die Berechnung der fahrstreckenspezifischen Emissionsmasse eingehen. Die zulässigen Umgebungsbedingungen sind in Tabelle B.2 zusammengefasst.

B.1.1.2 Zustand und Betrieb des Fahrzeuges: Nebenverbraucher des Fahrzeuges wie bspw. Klimaanlage, Zusatzheizung etc. müssen während einer RDE-Fahrt entsprechend einer „normalen“ Nutzung eingesetzt werden. Tritt die Regenerierung eines „Systems mit periodischer Regenerierung“ wie bspw. Dieselpartikelfilter während einer RDE-Fahrt auf, kann die Fahrt vom Hersteller als ungültig erklärt und einmal wiederholt werden. Das Fahrzeug darf vor dem zweiten Versuch vorkonditioniert werden. Tritt bei der zweiten RDE-Prüfung erneut ein Regenerationszyklus auf, müssen die dabei ausgestoßenen Emissionen berücksichtigt werden.

B.1.1.3 Anforderungen an die Fahrstrecke: Bei der Fahrstrecke wird in den Betriebsarten Stadt-, Landstraße und Autobahn unterschieden. Diese sind durch die Fahrzeuggeschwindigkeit

Tabelle B.3: Anforderungen an die RDE-Fahrstrecke

Betriebsart	Stadt	Land	Autobahn
Geschwindigkeit [$\frac{\text{km}}{\text{h}}$]	[0,60)	(60,90)	(90,145]
max-Geschwindigkeit [$\frac{\text{km}}{\text{h}}$]	60	90	160
Ø-Geschwindigkeit [$\frac{\text{km}}{\text{h}}$]	[15,30]	[~70,~80] ^a	[~100,~135] ^a
%-Strecke [%]	29-43	23-43	23-43
%-Dauer [%]	[~45,~85] ^a	[~8,~40] ^a	[~5,~29] ^a
Minstdistanz [km]	16	16	16

^aSiehe Text für genauere Informationen

definiert. Ein Stadtbetrieb liegt vor bei Geschwindigkeiten bis $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$. Der Landstraßenbetrieb für Geschwindigkeiten zwischen $60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und $90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und ein Autobahnbetrieb für Geschwindigkeiten von über $90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$.

Die Durchschnittsgeschwindigkeit im Stadtbetrieb sollte zwischen $15 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ liegen. Hierbei sind die Standzeiten des Fahrzeuges, welche mindestens 6%-30% der Fahrtdauer des Stadtbetriebes ausmachen müssen, mit eingerechnet.

Während des Autobahnbetriebes muss laut Gesetzestext der Geschwindigkeitsbereich von $90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und mindestens $110 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ in geeigneter Weise abgedeckt sein. Die Maximalgeschwindigkeit von $145 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ darf für maximal 3% der Gesamtzeit der Autobahnfahrt um maximal $15 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ überschritten werden.

Die Fahrstrecke sollte in etwa zu jeweils einem Drittel im Stadt-, Landstraßen- und Autobahnbetrieb zurückgelegt werden. Hiervon darf maximal um 10% abgewichen werden, wobei der Stadtbetrieb nicht weniger als 29% der Gesamtfahrstrecke ausmachen darf. Genaue Angaben über zulässige Durchschnittsgeschwindigkeiten im Landstraßen- und Autobahnbetrieb sind in der Verordnung 692/2016 nicht zu finden. Nimmt man an, dass die Durchschnittsgeschwindigkeiten im Landstraßenbetrieb im Bereich von $70 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ bis $80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und im Autobahnbetrieb im Bereich von $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ bis $135 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ liegen, dann erfolgt eine RDE-Fahrt zu 45% bis 85% der Zeit im Stadtbetrieb. Eine RDE-Fahrt muss eine Dauer von zwischen 90 und 120 Minuten aufweisen, wobei jeweils die Mindeststrecke für den Stadt-, Landstraßen- und Autobahnbetrieb 16 km betragen muss.

Der Anfangs- und Endpunkt der Fahrstrecke darf sich in der Höhe um nicht mehr als 100 m unterscheiden. Des Weiteren müssen die gefahrenen, positiven Höhenmeter geringer als 1200 m pro 100 km Fahrstrecke sein. Die oben aufgeführten Angaben sind in Tabelle B.3 zusammengefasst.

B.1.1.4 Weitere Gültigkeitskriterien: Das Fahrzeug darf für eine RDE-Prüfung mit künstlicher Nutzlast beladen werden, wobei die Gesamtmasse aus Grundnutzlast und künstlicher Nutzlast nicht 90 % der zulässigen Gesamtmasse von Fahrgästen und Nutzlast überschreiten darf.

Der Fahrzeugkraftstoff als auch die Schmieröle müssen den Herstellerangaben für den Kunden entsprechen.

B.1.2 Normalitätsprüfung der Fahrdynamik

B.1.2.1 Spezifische Beschleunigungsleistung: Das erste Maß zur Gültigkeitsprüfung der Fahrdynamik ist das Produkt $v_{\text{veh}}a_{\text{veh}}$. Hierbei ist v_{veh} die gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit und a_{veh} die daraus berechnete Fahrzeugbeschleunigung. Das Produkt $v_{\text{veh}}a_{\text{veh}}$ wird verwendet um ein 95-Perzentil zu berechnen, dass für die Gültigkeit einer RDE-Fahrt unterhalb eines Schwellwertes liegen muss.

Berücksichtigt man, dass die Beschleunigungsleistung eines Fahrzeuges P_{veh} mit der Masse m_{veh} über

$$P_{\text{veh}} = m_{\text{veh}}a_{\text{veh}}v_{\text{veh}} \quad (\text{B.2})$$

berechenbar ist, kann das Produkt $v_{\text{veh}}a_{\text{veh}}$ als eine spezifische Beschleunigungsleistung interpretiert werden:

$$p_{\text{veh}} = \frac{P_{\text{veh}}}{m_{\text{veh}}} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}, \frac{\text{W}}{\text{kg}} \right] \quad (\text{B.3})$$

Für eine RDE-Prüffahrt werden alle Messpunkte mit einer Fahrzeugbeschleunigung von $a_{\text{veh}} > 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ nach der Fahrzeuggeschwindigkeit in einen Stadtdatensatz ($v_{\text{veh}} \leq 60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$), in einen Landstraßendatensatz ($60 \frac{\text{km}}{\text{h}} < v_{\text{veh}} \leq 90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) und einen Autobahndatensatz ($v_{\text{veh}} > 90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) eingeteilt. Für jeden Datensatz, gekennzeichnet durch den Index „ k “ (Stadt: $k = c$, Landstraße: $k = u$, Autobahn: $k = hw$), werden die spezifischen Beschleunigungsleistungen aller enthaltenen Messpunkte berechnet und ihrer Größe nach sortiert. Der erste Messpunkt $p_{\text{veh},k,1}$ weist demnach die kleinste spezifische Leistung und der letzte Messpunkt $p_{\text{veh},k,n}$ die größte spezifische Leistung auf. Das 95-Perzentil $p_{\text{veh},95,k}$ ist gleich dem x -ten Messpunkt, der bei einer sortierten Messpunktereihe an Stelle $x = 0,95 n$ positioniert ist.

Eine RDE-Fahrt wird dann als ungültig erklärt, wenn für das 95-Perzentil eines Datensatzes folgende Ungleichung erfüllt ist:

$$p_{\text{veh},95,k} > 0,136\bar{v}_k + 14,44 \quad \text{für } \bar{v}_k \leq 74,6 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.4a})$$

$$p_{\text{veh},95,k} > 0,0742\bar{v}_k + 18,966 \quad \text{für } \bar{v}_k > 74,6 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.4b})$$

Die Variable \bar{v}_k beschreibt hierbei die Durchschnittsgeschwindigkeit des Fahrzeuges im entsprechenden Datensatz (c, u, hw).

B.1.2.2 Relative positive Beschleunigung: Als zweites Maß zur Normalitätsprüfung der Fahrdynamik einer RDE-Prüfung ist die relative positive Beschleunigung eines Fahrzeuges definiert als:

$$a_{\text{rpa}} = \frac{\int v_{\text{veh}}a_{\text{veh}}dt}{\int v_{\text{veh}}dt} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (\text{B.5})$$

Alternativ lässt sich die relative Beschleunigung auch als eine spezifische Arbeit interpretieren, die auf der Fahrstrecke d_{veh} im Durchschnitt zum Beschleunigen des Fahrzeuges aufgebracht wird.

$$a_{\text{rpa}} = \frac{\int v_{\text{veh}}a_{\text{veh}}dt}{\int v_{\text{veh}}dt} = \frac{\int p_{\text{veh},a}dt}{d_{\text{veh}}} = w_{\text{rpa}} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg km}} \right]. \quad (\text{B.6})$$

Für eine Normalitätsprüfung wird für jeden Datensatz ($k = c, u, hw$) die spezifische Beschleunigungsarbeit $w_{rpa,k}$ berechnet. Eine RDE-Fahrt gilt dann als ungültig, wenn eine der folgenden Ungleichungen erfüllt ist:

$$w_{rpa,k} < -0,0016\bar{v}_k + 0,1755 \quad \text{für } \bar{v}_k \leq 94,05 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.7a})$$

$$w_{rpa,k} < 0,025 \quad \text{für } \bar{v}_k > 94,05 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.7b})$$

B.1.3 Allgemeine Normalitätsprüfung

Als letztes Prüfkriterium wird die RDE-Fahrt durch zwei mögliche Methoden auf Normalität geprüft. Der Nachweis auf Normalität ist hierbei lediglich von einer Methode zu erbringen. Zur Abschätzung der maximalen Kolbenarbeit $W_{ds,max}$ wird lediglich die „Methode der gleitenden Mittelungsfenster“ benötigt. Der Vollständigkeit halber sind im Folgenden jedoch beide Methoden erläutert. Für detailliertere Informationen sei auf die Anlagen 5 und 6 der Verordnung 427/2016 verwiesen.

B.1.3.1 Methode der gleitenden Mittelungsfenster

Die Normalitätsprüfung der „Methode der gleitenden Mittelungsfenster“ kann in vier Teilschritte untergliedert werden. Zunächst werden überlappende Mittelungsfenster in einem Zeitabstand von einer Sekunde gebildet. Jedes Fenster berechnet die Durchschnittsemissionen über einen variablen Zeithorizont, der durch das Erreichen einer kumulierte CO_2 -Masse terminiert ist. In zweiten Schritt werden die streckenspezifischen CO_2 -Emissionen der Low-, Medium- und Extra-High-Sektionen des WLTC-Zyklus zur Bildung einer Referenzkurve herangezogen. Für jedes Fenster wird über die jeweils zurückgelegte Fahrdistanz eines Mittelungszeitraumes der zugehörige streckenspezifische CO_2 -Ausstoß berechnet und im dritten Schritt zur Normalitätsprüfung mit der Referenzkurve verglichen. Abschließend werden die als normal geprüften Fenster verwendet um die streckenspezifischen Emissionen des Stadt- und Gesamtanteils der RDE-Fahrt zu berechnen. Beide Emissionswerte müssen für eine Typengenehmigung unterhalb des NTE-Grenzwertes aus Gleichung B.2.1 liegen.

Definition der gleitenden Mittelungsfenster: Der Mittelungszeitraum t_{CO_2} eines Fensters ist über einen Schwellwert des kumulierten CO_2 -Massenstroms $\dot{m}_{\text{CO}_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ definiert. Beginnt ein Mittelungshorizont zum Zeitpunkt $t = t_0$, dann endet das Fenster zu dem Zeitpunkt $t_0 + t_{\text{CO}_2}$ an dem das Fahrzeug die Hälfte der kumulierten CO_2 -Masse des WLTC-Prüfzyklus $m_{\text{CO}_2,ref} [\text{kg}]$ ausgestoßen hat:

$$m_{\text{CO}_2,ref} = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_0 + t_{\text{CO}_2,ref}} \dot{m}_{\text{CO}_2}(t) dt . \quad (\text{B.8})$$

Die streckenspezifischen Emissionen m_{dsgc} des Gasbestandteiles „gc“ des j-ten Fensters sind daher definiert durch:

$$m_{\text{dsgc},j} = \frac{\int_t^{t+t_{\text{CO}_2,\text{ref}}} \dot{m}_{\text{gc}}(t) dt}{d_j} . \quad (\text{B.9})$$

Hierbei ist \dot{m}_{gc} der Abgasmassenstrom der Gaskomponente „gc“ und d_j die Distanz, die das Fahrzeug während des Mittelungszeitraumes des j-ten Fensters zurückgelegt hat.

Erstellung der charakteristischen CO₂-Kurve: Zur Erstellung der charakteristischen Kurve werden drei Bezugspunkte P_1 , P_h , P_{eh} bestimmt. Diese sind jeweils durch die Mittelwerte der streckenspezifischen CO₂-Massen $\bar{m}_{\text{dsCO}_2,\text{l}}$, $\bar{m}_{\text{dsCO}_2,\text{h}}$, $\bar{m}_{\text{dsCO}_2,\text{eh}}$ in $\left[\frac{\text{g}}{\text{km}}\right]$ und den zugehörigen mittleren Fahrzeuggeschwindigkeiten \bar{v}_1 , \bar{v}_h , \bar{v}_{eh} des Low-, Medium und Extra-High-Abschnitts des WLTC-Prüfzyklus definiert:

$$P_1(1, 2\bar{m}_{\text{dsCO}_2,\text{l}}/\bar{v}_1) \quad \text{mit} \quad \bar{v}_1 = 19 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.10a})$$

$$P_h(1, 1\bar{m}_{\text{dsCO}_2,\text{h}}/\bar{v}_h) \quad \text{mit} \quad \bar{v}_h = 46,6 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.10b})$$

$$P_{\text{eh}}(1, 0,5\bar{m}_{\text{dsCO}_2,\text{eh}}/\bar{v}_{\text{eh}}) \quad \text{mit} \quad \bar{v}_{\text{eh}} = 92,3 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.10c})$$

Trägt man die Punkte in ein Koordinatensystem ein und verbindet diese durch eine Linie, erhält man die in Bild B.1 dargestellte charakteristische Kurve:

$$m_{\text{dsCO}_2,\text{cc}} = f(\bar{v}_{\text{veh}}) \quad (\text{B.11})$$

Zusätzlich zur charakteristischen Kurve sind das primäre und sekundäre Toleranzband eingezeichnet. Diese sind wie folgt definiert:

$$m_{\text{dsCO}_2,\text{tol}1\pm} = m_{\text{dsCO}_2,\text{cc}}(1 \pm 0,25) \quad (\text{B.12a})$$

$$m_{\text{dsCO}_2,\text{tol}2\pm} = m_{\text{dsCO}_2,\text{cc}}(1 \pm 0,5) \quad (\text{B.12b})$$

Die Geschwindigkeitsbereiche der charakteristischen Kurve von $\bar{v}_{\text{veh}} < 45 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, $45 \frac{\text{km}}{\text{h}} \geq \bar{v}_{\text{veh}} < 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und $\bar{v}_{\text{veh}} \geq 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ sind definiert als Stadt-, Landstraßen- und Autobahnsegmente.

Prüfung auf Normalität und Vollständigkeit der Mittelungsfenster: Über die Bildung der streckenspezifischen Emissionen eines Fensters mit der Laufvariable „j“

$$m_{\text{dsCO}_2,j} = \frac{m_{\text{dsCO}_2,\text{ref}}}{d_j} , \quad (\text{B.13})$$

können diese nun als Punkt $P_j = (m_{\text{dsCO}_2,j}/\bar{v}_{\text{veh},j})$ in die charakteristische Kurve aus Bild B.1 eingetragen werden. Befindet sich ein Mittelungsfenster innerhalb des primären Toleranzbandes (siehe Bsp. in Bild B.1), gilt es als normal. Da die CO₂-Emission proportional zum Kraftstoffverbrauch ist, wird durch diese Methodik sichergestellt, dass bei einer gegebenen Durchschnittsgeschwindigkeit die Kraftstoffenergie in angemessenem Maße zur Fortbewegung des Fahrzeuges

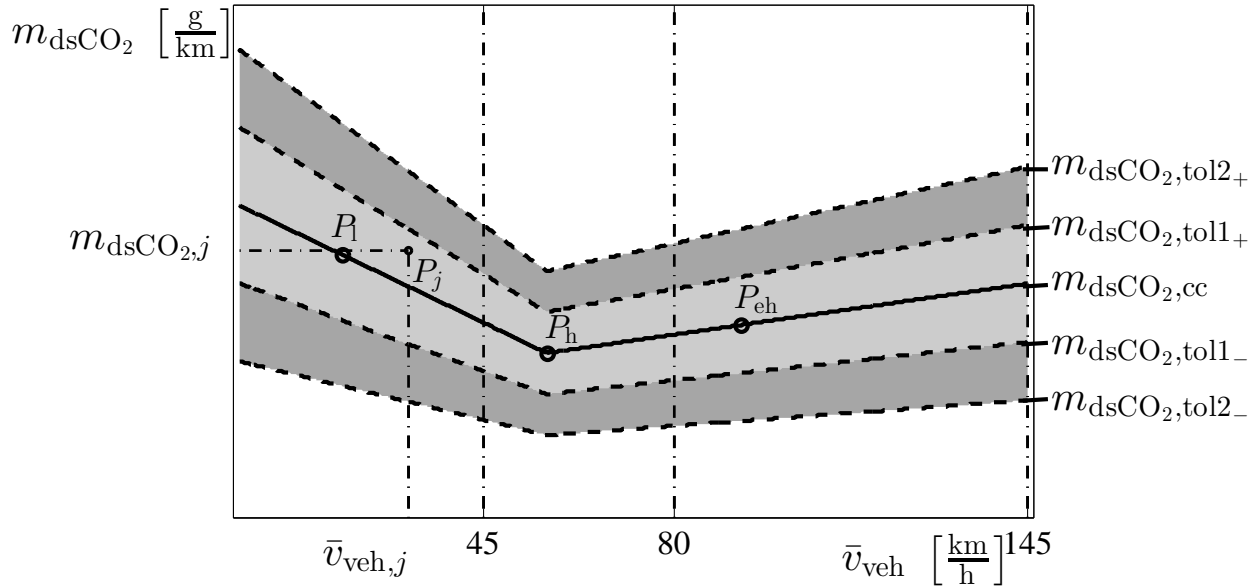


Bild B.1: Charakteristische CO₂-Kurve: Aus den Mittelwerten der WLTC-Abschnitte für die streckenspezifische CO₂-Masse (P_l , P_h , P_{eh}) wird eine Referenzkurve gebildet zur Bewertung der RDE-Mittelungsfenster P_j auf Normalität und Vollständigkeit.

aufgewendet wird. Wenn mindestens 50 % der Fenster des Stadt-, Landstraßen- und Autobahndatensatz einer RDE-Fahrt innerhalb des primären Toleranzbandes liegen, gilt die RDE-Fahrt als normal. Ist dieses Kriterium nicht erfüllt, gilt die RDE-Fahrt als ungültig.

Eine RDE-Fahrt gilt darüber hinaus als vollständig, wenn von der Gesamtzahl aller Fenster jeweils mindestens 15 % in den Geschwindigkeitsbereichen des Stadt-, Landstraßen- und Autobahnbetriebes liegen.

Berechnung der gewichteten streckenspezifischen Emissionen: Die durchschnittlichen, streckenspezifischen Emissionen $m_{dsgc,k}$ der Abgaskomponente „gc“ des Stadt-, Landstraßen und Autobahndatensatzes (Index $k = c, u, hw$) einer RDE-Fahrt werden nach folgender Formel berechnet:

$$m_{dsgc,k} = \frac{\sum (w_j m_{dsgc,j})}{\sum w_j} \quad (B.14)$$

Hierbei ist w_j ein Gewichtungsfaktor der in Abhängigkeit des Vergleichswertes der charakteristischen Kurve bestimmt werden muss. Liegt ein Mittelungsfenster innerhalb des primären Toleranzbandes ist der Gewichtungsfaktor gleich eins ($w_j = 1$). Liegt es hingegen außerhalb beider Toleranzbänder werden die zugehörigen mittleren Emissionen $m_{dsgc,j}$ mit null ($w_j = 0$) gewichtet. Innerhalb des sekundären Toleranzbandes wird zwischen $w_j = 1$ und $w_j = 0$ linear interpoliert. Es kann damit sich folgende Berechnungsvorschriften für den Gewichtungsfaktor w_j abgeleitet

werden:

$$w_j = 1 \quad \text{für} \quad m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}1-} < m_{\text{dsCO}_2, j} < m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}1+} \quad (\text{B.15a})$$

$$w_j = 0 \quad \text{für} \quad m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2+} < m_{\text{dsCO}_2, j}, m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2-} > m_{\text{dsCO}_2, j} \quad (\text{B.15b})$$

$$w_j = \frac{m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2+} - m_{\text{dsCO}_2, j}}{m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2+} - m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}1+}} \quad \text{für} \quad m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}1+} < m_{\text{dsCO}_2, j} < m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2+} \quad (\text{B.15c})$$

$$w_j = \frac{m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2-} - m_{\text{dsCO}_2, j}}{m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2-} - m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}1-}} \quad \text{für} \quad m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}1-} > m_{\text{dsCO}_2, j} > m_{\text{dsCO}_2, \text{tol}2-} \quad (\text{B.15d})$$

Der Mittelwert der drei berechneten streckenspezifischen Emissionen des Stadt-, Landstraßen- und Autobahndatensatzes nach Gleichung B.14 ergibt den streckenspezifischen Emissionswert der Gesamtfahrt:

$$m_{\text{dsgc}, t} = 0,34m_{\text{dsgc}, c} + 0,33m_{\text{dsgc}, u} + 0,33m_{\text{dsgc}, hw} \quad (\text{B.16})$$

Eine RDE-Fahrt gilt als bestanden, wenn für alle Abgasbestandteile die streckenspezifischen Emissionen des Stadtdatensatzes $m_{\text{dsgc}, c}$, als auch die des Gesamtdatensatzes $m_{\text{dsgc}, t}$ die NTE-Grenzwerte nach Gleichung B.2.1 auf Seite 171 nicht überschreiten.

$$m_{\text{dsgc}, c} \leq m_{\text{dsgc}, nte} = k_{\text{cf}, gc} m_{\text{EU6}, gc} \quad (\text{B.17a})$$

$$m_{\text{dsgc}, t} \leq m_{\text{dsgc}, nte} = k_{\text{cf}, gc} m_{\text{EU6}, gc} \quad (\text{B.17b})$$

B.1.3.2 Methode der Einstufung in Leistungsklassen

Die zweite Methode zur allgemeinen Normalitätsprüfung einer RDE-Fahrt ist die „Methode der Einstufung in Leistungsklassen“.

Im ersten Schritt der Methodik werden fahrzeugspezifische Radleistungsklassen definiert und diesen die Messpunkte einer RDE-Fahrt entsprechend der gemessenen Radleistung zugeordnet. Zur Normalitätsprüfung wird die kumulierte Dauer des Fahrzeuges innerhalb der Radleistungsklassen mit vorgegebenen Minimal- und Maximalwerten verglichen. Abschließend werden für jede Radleistungsklasse die durchschnittlichen Emissionen einer Gaskomponente sowie die durchschnittliche Geschwindigkeit berechnet und über eine Normaufenthaltsdauer der Radleistungsklassen in einen streckenbezogenen Emissionswert der Gesamtfahrt verrechnet.

Bestimmung der fahrzeugspezifischen Radleistungsklassen: Die fahrzeugspezifischen Radleistungsbereiche $P_{c, j}$ einer Klasse sind in Tabelle B.4 als ein Vielfaches der Fahrzeugreferenzleistung P_{ref} definiert.

Die Referenzleistung ist hierbei definiert als die Radleistung, die das Prüffahrzeug benötigt, um die Fahrwiderstände bestehend aus Luftwiderstand, Rollwiderstand, Längsträgheit und Drehträgheit der Räder bei einer Referenzgeschwindigkeit $v_{\text{ref}} = 70 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und einer Referenzbeschleunigung $a_{\text{ref}} = 45 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ zu überwinden:

$$P_{\text{ref}} = f_0 v_{\text{ref}} + f_1 v_{\text{ref}}^2 + f_2 v_{\text{ref}}^3 + M_{\text{necd}} a_{\text{ref}} v_{\text{ref}} \quad (\text{B.18})$$

Tabelle B.4: Definition der Normleistungsklassen $P_{c,j}$ als faktorieller Wert der Referenzleistung. Leistungsklassenspezifische Zeitspannen $t_{c,j}$ definieren die Leistungsverteilung einer Normfahrt.

Leistungsklasse	Radleistungsbereich $P_{c,j}$ [kw]		Zeitspanne $t_{c,j}$ [%]	
	Von >	bis \leq	Stadt	Gesamte Fahrt
1		$-0,1 P_{\text{ref}}$	21,97	18,5511
2	$-0,1 P_{\text{ref}}$	$0,1 P_{\text{ref}}$	28,79	21,858
3	$0,1 P_{\text{ref}}$	$1 P_{\text{ref}}$	44,00	43,45
4	$1 P_{\text{ref}}$	$1,9 P_{\text{ref}}$	4,74	13,2690
5	$1,9 P_{\text{ref}}$	$2,8 P_{\text{ref}}$	0,45	2,3767
6	$2,8 P_{\text{ref}}$	$3,7 P_{\text{ref}}$	0,045	0,4323
7	$3,7 P_{\text{ref}}$	$4,6 P_{\text{ref}}$	0,004	0,0511
8	$4,6 P_{\text{ref}}$	$5,5 P_{\text{ref}}$	0,0004	0,0024
9	$5,5 P_{\text{ref}}$		0,0003	0,0003

Hierbei beschreibt f_0 den Einfluss des Rollwiderstandes, f_2 den Einfluss des Luftwiderstandes und M_{nede} die Massenträgheiten von Fahrzeug und Rädern. Dem Faktor f_1 ist in der Regel kein dominanter physikalischer Effekt zugewiesen und kann als experimenteller Korrekturfaktor gesehen werden. Nach der gesetzlichen Vorgabe entspricht M_{nede} der Trägheitsklasse des Fahrzeuges bei der Typengenehmigung. Die Fahrwiderstandskoeffizienten $f_0 - f_2$ sind auf Basis einer Fahrwiderstandsmessung nach UN/ECE-Regelung Nr.83 Anhang 4a Anlage 7 Ergänzung 1 zu Änderungsserie 6 zu bestimmen.

Die größte in Betracht zu ziehende Radleistungsklasse ist die, die den Wert enthält, der gleich 90 % der Motornennleistung entspricht.

Alle Messpunkte einer RDE-Fahrt sind anschließend in die berechneten, absoluten Radleistungsklassen einzuteilen. Ferner werden die Messpunkte entsprechend der Fahrzeuggeschwindigkeit in einen Stadtdatensatz ($v_{\text{veh}} \leq 60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$), Landstraßendatensatz ($60 \frac{\text{km}}{\text{h}} < v_{\text{veh}} \leq 90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) und einen Autobahndatensatz ($v_{\text{veh}} > 90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) gruppiert.

Prüfung der RDE-Fahrt auf Normalität der Leistungsverteilung: Zur Prüfung der Normalität einer RDE-Fahrt wird die kumulierte relative Aufenthaltsdauer in allen Radleistungsklassen mit vorgegebenen Minimal- und Maximalwerten nach Tabelle B.5 verglichen. Befinden sich die relativen Aufenthaltsdauern der RDE-Fahrt innerhalb der vorgegebenen Grenzen, gilt die Fahrt als normal.

Berechnung der streckenbezogenen Emissionen: Zunächst werden die Mittelwerte der Emissionmassenströme $\bar{m}_{\text{gc},j,k}$ einer Abgaskomponente „gc“ sowie einer durchschnittlichen Fahrzeuggeschwindigkeit $\bar{v}_{j,k}$ berechnet. Hierzu werden jeweils für den Stadt- und Gesamtdatensatz ($k =$

Tabelle B.5: Normalitätsprüfung: Zeitliche Mindest- und Höchstanteile, die ein Fahrzeug während einer RDE-Fahrt in einer Radleistungsklasse kumuliert verweilen darf.

Leistungsklasse	Radleistungsbereich $P_{c,j}$ [kw]		Zeitspanne [%]	
	Von >	bis ≤	Stadt	Gesamte Fahrt
1 - 2		$0,1 P_{\text{ref}}$	5-60	15-60
3	$0,1 P_{\text{ref}}$	$1 P_{\text{ref}}$	28-50	35-50
4	$1 P_{\text{ref}}$	$1,9 P_{\text{ref}}$	0,7-25	7-25
5	$1,9 P_{\text{ref}}$	$2,8 P_{\text{ref}}$	5 Samples-5	1-10
6	$2,8 P_{\text{ref}}$	$3,7 P_{\text{ref}}$	0-2	5 Samples-5
7	$3,7 P_{\text{ref}}$	$4,6 P_{\text{ref}}$	0-1	0-1
8	$4,6 P_{\text{ref}}$	$5,5 P_{\text{ref}}$	0-0,5	0-0,5
9	$5,5 P_{\text{ref}}$		0-0,25	0-0,25

s, t) für alle Leistungsklassen „j“ der Mittelwert über die jeweiligen n_j Messwerte berechnet.

$$\bar{m}_{\text{gc},j,k} = \frac{1}{n_j} \sum_{i=1}^{n_i} \dot{m}_{\text{gc},k,i} \quad (\text{B.19a})$$

$$\bar{v}_{j,k} = \frac{1}{n_j} \sum_{i=1}^{n_i} v_{k,i} \quad (\text{B.19b})$$

Die zu den Radleistungsklassen gehörenden relativen Zeitanteile $t_{c,j}$ aus Tabelle B.4 definieren die Leistungsverteilung einer Normfahrt. Durch die Gewichtung der berechneten durchschnittlichen Emissionsmassenströme $\bar{m}_{\text{gc},i,k}$ und Fahrzeuggeschwindigkeiten $\bar{v}_{i,k}$ aller Radleistungsklassen mit den Zeitanteilen $t_{c,j}$ werden die Mittelwerte einer vereinheitlichten Leistungsverteilung berechnet.

$$\bar{m}_{\text{gc},k} = \sum_{j=1}^9 \bar{m}_{\text{gc},j,k} t_{c,j} \quad (\text{B.20a})$$

$$\bar{v}_k = \sum_{j=1}^9 \bar{v}_{j,k} t_{c,j} \quad (\text{B.20b})$$

Der Quotient aus dem gemittelten Emissionsmassenstrom $\bar{m}_{\text{gc},k}$ und der Geschwindigkeit \bar{v}_k ergibt für den Stadt- und Gesamtdatensatz die resultierenden streckenbezogenen Emissionen.

$$m_{\text{d,gc},k} = \frac{\bar{m}_{\text{gc},k}}{\bar{v}_k} \quad (\text{B.21})$$

Eine RDE-Fahrt gilt als bestanden, wenn die streckenbezogenen Emissionen aller Abgasbestandteile für jeweils den Stadt- und Gesamtdatensatz ($m_{\text{d,gc},s}$, $m_{\text{d,gc},t}$) die NTE-Grenzwerte nach Gleichung B.2.1 auf Seite 171 nicht überschreiten.

$$m_{\text{dsgc},s} \leq m_{\text{dsgc},\text{nte}} = k_{\text{cf,gc}} m_{\text{EU6,gc}} \quad (\text{B.22a})$$

$$m_{\text{dsgc},t} \leq m_{\text{dsgc},\text{nte}} = k_{\text{cf,gc}} m_{\text{EU6,gc}} \quad (\text{B.22b})$$

B.2 Bestimmung von kalibrierbaren Emissionsgrenzwerten

Bei der bisherigen Prüfmethodik einer Fahrzeugtypengenehmigung muss ein definiertes Geschwindigkeitsprofil eines Fahrzykluses unter Laborbedingungen abgefahren werden. Da dieses Geschwindigkeitsprofil zuvor bekannt ist, kann an Hand der Gesamtübersetzung auf die Motordrehzahl und über die Fahrwiderstände auf die Motorlast geschlossen werden. Die Trajektorien von Drehzahl und Last sind daher schon vor der Prüfung weitestgehend bekannt. Diese Voraussetzung macht die Anforderung eines Prüfzykluses an den Verbrennungsmotor quantifizierbar. Auf Basis dieser und weiterer Vorkenntnisse ist es möglich über rechnergestützte Methoden das Emissionsverhalten des Verbrennungsmotors zu optimieren [Schüler 2000], [Hafner 2001], [Naumann 2002], [Sequenz 2013], [Isermann 2014], [Neßler 2015].

Im Gegensatz dazu sind bei einer Realfahrt die Einflussfaktoren wie Fahrwiderstände, Streckenprofil, Fahrerverhalten, Nutzung von Nebenverbrauchern und Umgebungsbedingungen weitestgehend unbekannt. Die Betriebspunkttrajektorie des Motors ist daher ebenfalls unbekannt und die Anwendung vieler etablierter Fahrzyklus-Optimierungsmethodiken unmöglich.

Um einen Motor für die Summe aller RDE-Fahrten kalibrieren zu können muss daher eine neue Methode entwickelt werden. Wie in Kapitel 2 erläutert wurde ist es sinnvoll bei der Motorkalibrierung die Emissionen relativ zur Motorleistung zu optimieren. Die Optimierungsgrößen haben daher die Einheit $\frac{\text{mg/s}}{\text{kW}}$ bzw. $\frac{\text{mg}}{\text{kJ}}$ während die gesetzlichen Euro-Norm-Grenzwerte in der Einheit $\frac{\text{mg}}{\text{km}}$ definiert sind. Um den Motor für Realfahrten kalibrieren zu können muss eine Beziehung zwischen der zurückgelegten Fahrstrecke und der hierfür notwendigen kumulierten Motorleistung gefunden werden. Ziel des Kapitels ist es diese Beziehung aus den oben erläuterten RDE-Prüfverfahren zu ermitteln indem der ineffiziente Fall der Fahrzeugfortbewegung, d.h. der kleinste Quotient aus Fahrstrecke und kumulierten Motorleistung, bestimmt wird der während einer RDE-Fahrt zulässig ist.

Geht man von einer beliebigen RDE-Fahrt aus, dann wird zum Überwinden der Fahrwiderstände bestehend aus u. a. Luftwiderstand, Rollreibung, Trägheiten, Straßensteigung, Windverhältnissen, etc. eine Radleistung benötigt. Diese benötigte Radleistung ist von der verwendeten Motorkalibrierung unabhängig und kann daher durch eine Motoroptimierung nicht beeinflusst werden.

Betrachtet man die Wirkkette von der chemisch gebundenen Leistung des eingespritzten Kraftstoffmassenstroms bis zur abgegebenen Leistung am Rad, dann ist ein Teil dieser Wirkkette durch die Motorkalibrierung optimierbar und ein weiterer hingegen nicht. Um zu identifizieren welcher Bereich dieser Wirkkette durch eine Motoroptimierung beeinflussbar ist wird im Folgenden die Wirkungsgradkette des Motorprozesses analysiert.

Der effektive Wirkungsgrad des Motors η_e ist definiert als Quotienten aus Nutzarbeit an der Kupplung und Energieinhalt des eingespritzten Kraftstoffes.

$$\eta_e = \frac{\text{Nutzarbeit an der Kupplung}}{\text{Energieinhalt des eingespritzten Kraftstoffes}} \quad (\text{B.23a})$$

$$\eta_e = \eta_B \eta_i \eta_m \quad (\text{B.23b})$$

Er ist das Produkt aus Brennstoffumsetzungsgrad η_B , indiziertem Wirkungsgrad η_i und mechanischem Wirkungsgrad η_m . Der Brennstoffumsetzungsgrad beschreibt den relativen Anteil des eingespritzten Kraftstoffes der tatsächlich verbrennt. Es ist eine Größe die durch eine Kalibrierung der gemischbildenden Stellgrößen optimiert werden kann.

Der indizierte Wirkungsgrad η_i beschreibt die Verluste, die zum einen durch das Grundprinzip des Gleichraumprozesses entstehen als auch solche, die durch das Abweichen des realen vom idealen Kreisprozess begründet sind. Zu letzterem gehören Ladungswechselverluste, Wandwärmeverluste, Verluste durch Restgas als auch Verluste die durch eine endliche Verbrennungsgeschwindigkeit entstehen.

$$\eta_i = \frac{W_i}{E_f} = \frac{\text{Indizierte Arbeit am Kolben}}{\text{Energieinhalt des verbrannten Kraftstoffes}} \quad (\text{B.24})$$

Der indizierte Wirkungsgrad beinhaltet daher entweder konstante Faktoren, wie den Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses oder aber Verlustfaktoren, welche durch die Motoraktuatorik direkt oder indirekt beeinflussbar sind (bspw. Ladungswechselverluste, Wandwärmeverluste, endliche Verbrennungsgeschwindigkeit).

Der mechanische Wirkungsgrad η_m kann hingegen durch die Motoraktuatorik nicht beeinflusst werden. Er ist über die Motordrehzahl und Last primär vom Fahrprofil und Fahrerwunsch abhängig. Auf die Wirkkette, von der geleisteten Kolbenarbeit bis hin zur Radleistung, kann vom Funktionsentwickler und Motorkalibrateur über Steuerungen und Regelungen des Motors, sowie deren Parametrierung, kein Einfluss genommen werden.

Daher ist die Arbeit am Kolben die letzte energetische Größe in der Wirkungsgradkette, die unmittelbar durch die Motorkalibrierung beeinflussbar bzw. optimierbar ist. Für den Rahmen dieser Arbeit wird daher mit der Motorkalibrierung der Prozess bezeichnet, bei dem die Kraftstoff- und Emissionsmassen im Verhältnis zur geleisteten Kolbenarbeit optimiert werden. Für die Motoroptimierung ergeben sich daher die folgenden Quotienten als Optimierungsgrößen des motorischen Prozesses:

$$m_{wsNO_x} = \frac{m_{NO_x}}{W_i} \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{kJ}} \right] \quad (\text{B.25a})$$

$$m_{wspm} = \frac{m_{pm}}{W_i} \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{kJ}} \right] \quad (\text{B.25b})$$

$$b_{sfc} = \frac{m_f}{W_i} \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{kJ}} \right] \quad (\text{B.25c})$$

Da im kontinuierlichen Betrieb keine absoluten Massen sondern nur Massenströme messbar sind, werden die arbeitsspezifischen Optimierungsgrößen durch eine Erweiterung mit $\frac{1}{s}$ zu leistungsspezifischen umgeschrieben.

$$m_{psNO_x} = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_i} \quad \left[\frac{\text{mg/s}}{\text{kW}} \right] \quad (\text{B.26a})$$

$$m_{pspm} = \frac{\dot{m}_{pm}}{P_i} \quad \left[\frac{\text{mg/s}}{\text{kW}} \right] \quad (\text{B.26b})$$

$$b_{sfc} = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad \left[\frac{\text{mg/s}}{\text{kW}} \right] \quad (\text{B.26c})$$

Die indizierte Kolbenarbeit bzw. Leistung eines Motors kann mittels Indizieretechnik aus dem Mitteldruck p_{mi} , dem Hubvolumen V_H und der Motordrehzahl n_{eng} bestimmt werden:

$$W_i = \frac{1}{2} p_{mi} V_H \quad (B.27a)$$

$$P_i = \frac{n_{eng}}{2 \cdot 60} p_{mi} V_H \quad (B.27b)$$

Um den Motor für die Summe aller RDE-Fahrten kalibrieren zu können, müssen für die Optimierungsgrößen aus den Gleichungen B.25 bzw. B.26 Grenzwerte gefunden werden. Durch die Analyse der gesetzlichen Vorgaben einer RDE-Fahrt ist es möglich, eine Beziehung zwischen der zurückgelegten Fahrdistanz d_{veh} und der hierfür notwendigen indizierten Kolbenarbeit W_i abzuleiten. Der Quotient aus diesen beiden Größen ergibt sich die Fortbewegungsarbeit W_{ds} :

$$W_{ds} = \frac{W_i}{d_{veh}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{km}} \right] \quad (B.28)$$

Sie beschreibt die streckenspezifische indizierte Arbeit, die am Kolben verrichtet werden muss, um das Fahrzeug während einer RDE-Fahrt über die Distanz d_{veh} zu bewegen.

Das Produkt aus leistungsspezifischer Emissionsmasse und Fortbewegungsarbeit resultiert schließlich wieder in der streckenspezifischen Emissionsmasse mit der Einheit der Euro-Norm-Grenzwerte:

$$m_{NO_x,nte} = m_{psNO_x} W_{ds} \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{km}} \right] \quad (B.29a)$$

$$m_{pm,nte} = m_{pspm} W_{ds} \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{km}} \right] \quad (B.29b)$$

Der gesetzlich vorgegebene Grenzwert $m_{dgc,nte}$ (vgl. Gleichung B.2.1) in $\frac{\text{mg}}{\text{km}}$ wird daher aufgeteilt in den leistungsspezifischen Emissionsmassenstrom \dot{m}_{psgc} in $\frac{\text{mg/s}}{\text{kW}}$ bzw. $\frac{\text{mg}}{\text{kJ}}$ und in die streckenspezifische Kolbenarbeit W_{ds} in der Einheit $\frac{\text{kJ}}{\text{km}}$. Erstere ist eine unmittelbar optimierbare Zustandsgröße des Motorprozesses während letztere die Fortbewegungseffizienz des Fahrzeuges beschreibt, welche abhängig ist vom gegebenen Fahrzeug, Fahrer sowie der RDE-Fahrt.

Es muss nun die maximal mögliche Fortbewegungsarbeit $W_{ds,max}$ bestimmt werden, sodass die kalibrierbaren Emissionsgrenzwerte definiert werden können:

$$m_{psNO_x,nte} = \frac{m_{NO_x,nte}}{W_{ds,max}} \quad (B.30a)$$

$$m_{pspm,nte} = \frac{m_{pm,nte}}{W_{ds,max}} \quad (B.30b)$$

Das Ziel des folgenden Unterkapitels ist dementsprechend aus den oben beschriebenen RDE-Legislativen des vorherigen Abschnittes den Maximalwert der streckenspezifischen Kolbenarbeit $W_{ds,max}$ abzuleiten, der im Rahmen einer Gültigkeits- und Normalitätsprüfung möglich ist.

B.2.1 Abschätzung der maximalen streckenspezifischen Kolbenarbeit $W_{ds,max}$

Die Normalitätsprüfung auf Basis der „Methode der gleitenden Mittelungsfenster“ nach Unterkapitel B.1.3.1 bildet über den Verlauf einer RDE-Fahrt gleitende Mittelwertfenster mit gleicher

integraler CO₂-Masse. Für jedes Fenster wird die durchschnittliche Fahrzeuggeschwindigkeit und zurückgelegte Strecke d_j berechnet. Der streckenspezifische CO₂-Ausstoß eines Fensters $m_{dsCO_2,j}$ wird zur Normalitätsprüfung mit einem Referenzmodell verglichen, welches aus den Messwerten des WLTC-Prüfzyklus abgeleitet wird (siehe Bild B.1).

Die emittierte CO₂-Masse kann bei bekanntem Kohlenstoffmassenanteil des Kraftstoffes unmittelbar in die verbrannte Kraftstoffmasse umgerechnet werden [Mollenhauer u. a. 2007]. Durch die Normalitätsprüfung nach der „Methode der gleitenden Mittelungsfenster“ wird daher sichergestellt, dass ein Fahrzeug innerhalb des Mittelungszeitraumes eines Fensters (d.h. für eine konstante kumulierte Kraftstoff- bzw. CO₂-Masse) im Durchschnitt keine zu hohe oder zu geringe Distanz zurückgelegt hat. Eine RDE-Fahrt wird nur dann als gültig bzw. normal gewertet, wenn die Fortbewegungseffizienz während einer RDE-Fahrt in angemessenem Verhältnis zu der des WLTC-Prüfzyklus steht.

Auf Basis eines lineares Modellansatzes soll im Folgenden die CO₂-Masse auf die indizierte Kolbenarbeit W_{ds} abgebildet und durch die gesetzlichen Anforderungen der Gültigkeitsprüfung der Maximalwert der streckenspezifischen Kolbenarbeit $W_{ds,max}$ abgeschätzt werden.

Für die gesetzlichen Prüfverfahren einer Fahrzeug-Typengenehmigung kann es notwendig sein, die Radleistung eines Fahrzeuges zu messen (siehe bspw. Kapitel B.1.3.2). Neben der direkten Messung des Radnabendrehmomentes gibt es bei der Typengenehmigung zumeist nur eine alternative, gesetzlich anerkannte Messmethodik. Diese verwendet fahrzeugspezifische CO₂-Geraden, sogenannte „Veline“, um den gemessenen CO₂-Massenstrom auf die Radleistung abzubilden. Hierbei wird für jeden Abschnitt des WLTC-Zyklus die durchschnittliche Radleistung $\bar{P}_{w,l}$, $\bar{P}_{w,m}$, $\bar{P}_{w,h}$, $\bar{P}_{w,eh}$ berechnet. Der Index beschreibt hierbei, dass es sich um den Abschnitt mit niedriger (l), mittlerer (m), hoher (h) oder sehr hoher (eh) Last handelt. Zusammen mit den CO₂-Beutelwerten der WLTC-Abschnitte wird über Regression ein lineares Modell der Radleistung parametrisiert:

$$P_w = k_{vel} \dot{m}_{CO_2} + d_{vel} . \quad (B.31)$$

Hierbei sind k_{vel} und d_{vel} die Steigung und der Achsenabschnitt der Veline.

Da die CO₂-Masse ein direktes Produkt der Kraftstoffverbrennung ist, beschreibt daher die Veline, als Modell der Radleistung, den Energieeintrag durch den verbrannten Kraftstoff abzüglich sämtlicher Verluste, die in der Wirkkette zur Leistungsabgabe an den Antriebsrädern entstehen (vergleiche η_i und η_m in Gleichung B.23). Wird derselbe Modellansatz verwendet um die indizierte Kolbenarbeit W_i auf die CO₂-Masse abzubilden, müssen die Reibverluste im Antriebsstrang nicht modelliert werden, was eine Verbesserung der Modellgüte verspricht:

$$W_i = k_{vel} m_{CO_2} + d_{vel} . \quad (B.32)$$

Auf Basis dieses Ansatzes ist es nun möglich die charakteristische CO₂-Kurve aus Kapitel B.1.3.1 in eine charakteristische Kurve der Kolbenarbeit umzuwandeln. Hierbei sei angemerkt, dass zur Erstellung der Veline und der charakteristischen CO₂-Kurve die gleichen CO₂-Beutelwerte der WLTC-Zyklusabschnitte benötigt werden (vgl. Unterkapitel B.1.3.1). Liegen daher Indizierdaten eines Fahrzeuges für die WLTC-Zyklusabschnitte mit niedriger, hoher und sehr hoher Last vor, kann die charakteristische Kurve der Kolbenarbeit unmittelbar ohne Identifikation der Veline-Parameter k_{vel} , d_{vel} , konstruiert werden. Die durchschnittlichen Werte der indizierten Arbeit

$\bar{W}_l, \bar{W}_h, \bar{W}_{eh}$ werden hierzu durch die zugehörige Fahrstrecke der WLTC-Abschnitte d_l, d_h, d_{eh} dividiert und in die streckenspezifische Kolbenarbeit $\bar{W}_{ds,l}, \bar{W}_{ds,h}, \bar{W}_{ds,eh}$ umgerechnet.

$$P_l(1, 2\bar{W}_{ds,l}/\bar{v}_l) \quad \text{mit} \quad \bar{v}_l = 19 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.33a})$$

$$P_h(1, 1\bar{W}_{ds,h}/\bar{v}_h) \quad \text{mit} \quad \bar{v}_h = 46,6 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.33b})$$

$$P_{eh}(1, 0,5\bar{W}_{ds,eh}/\bar{v}_{eh}) \quad \text{mit} \quad \bar{v}_{eh} = 92,3 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.33c})$$

Als quantitatives Beispiel werden die Messdaten eines Opel Mittelklassewagens im NEDC-Fahrzyklus herangezogen. Diese werden verwendet um ein Längsdynamikmodell in der Softwareumgebung „IPG Carmaker“ zu parametrieren und die notwendige streckenspezifische Kolbenarbeit W_{ds} während des WLTC-Prüfzyklus zu simulieren. Für die drei WLTC-Abschnitte ergeben sich folgenden Wertepaare, die zur Konstruktion der charakteristischen Kurve der streckenspezifischen Kolbenarbeit $W_{ds,cc} = f(\bar{v}_{veh})$ notwendig sind.

$$\bar{W}_{ds,l} = 1065 \frac{\text{kJ}}{\text{km}} \quad \text{bei} \quad \bar{v}_l = 19 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.34a})$$

$$\bar{W}_{ds,h} = 727 \frac{\text{kJ}}{\text{km}} \quad \text{bei} \quad \bar{v}_h = 46,6 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.34b})$$

$$\bar{W}_{ds,eh} = 892 \frac{\text{kJ}}{\text{km}} \quad \text{bei} \quad \bar{v}_{eh} = 92,3 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (\text{B.34c})$$

Die resultierende Kurve ist in Bild B.2 gezeigt. Im Folgenden werden nun die gesetzlichen Vorgaben zum Bestehen der Gültigkeitsprüfung nach Kapitel B.1.1 angewandt, um die Mittelungsfensterpositionen in der charakteristischen Kurve nach Bild B.2 zu bestimmen, die zu einem Maximalwert der spezifischen Kolbenarbeit führen.

Die finalen Emissionswerte, die nach der „Methode der gleitenden Mittelungsfenster“ unterhalb der legislativen Grenzwerte liegen müssen, werden für den Stadtanteil einer RDE-Fahrt über die Gleichungen B.14 berechnet. Setzt man in diese die Emissionsgrenzwerte nach Gleichung B.30 ein, erhält man folgende Gleichung:

$$m_{dsgc,nte} = m_{psgc,max} W_{ds,max,s} = m_{psgc,max} \frac{\sum_{j=1}^{N_s} (w_j W_{ds,j})}{\sum_{j=1}^{N_s} w_j} \quad (\text{B.35})$$

Der leistungsspezifische Emissionsgrenzwert $m_{dsgc,max}$ ist für alle Betriebspunkte gleich und wurde daher in Gleichung B.35 ausgeklammert. Die gesuchte maximal mögliche Kolbenarbeit des Stadtanteils einer RDE-Fahrt $W_{ds,max,s}$ kann daher berechnet werden durch

$$W_{ds,max,s} = \frac{\sum_{i=1}^{N_s} (w_i W_{ds,i})}{\sum_{i=1}^{N_s} w_i}. \quad (\text{B.36})$$

Für die RDE-Gesamtfahrt ergibt sich nach Gleichung B.16 analog,

$$W_{ds,max,t} = 0,34 \frac{\sum_{i=1}^{N_s} (w_i W_{ds,i})}{\sum_{i=1}^{N_s} w_i} + 0,33 \frac{\sum_{j=1}^{N_l} (w_j W_{ds,j})}{\sum_{j=1}^{N_l} w_j} + 0,33 \frac{\sum_{k=1}^{N_a} (w_k W_{ds,k})}{\sum_{k=1}^{N_a} w_k}. \quad (\text{B.37})$$

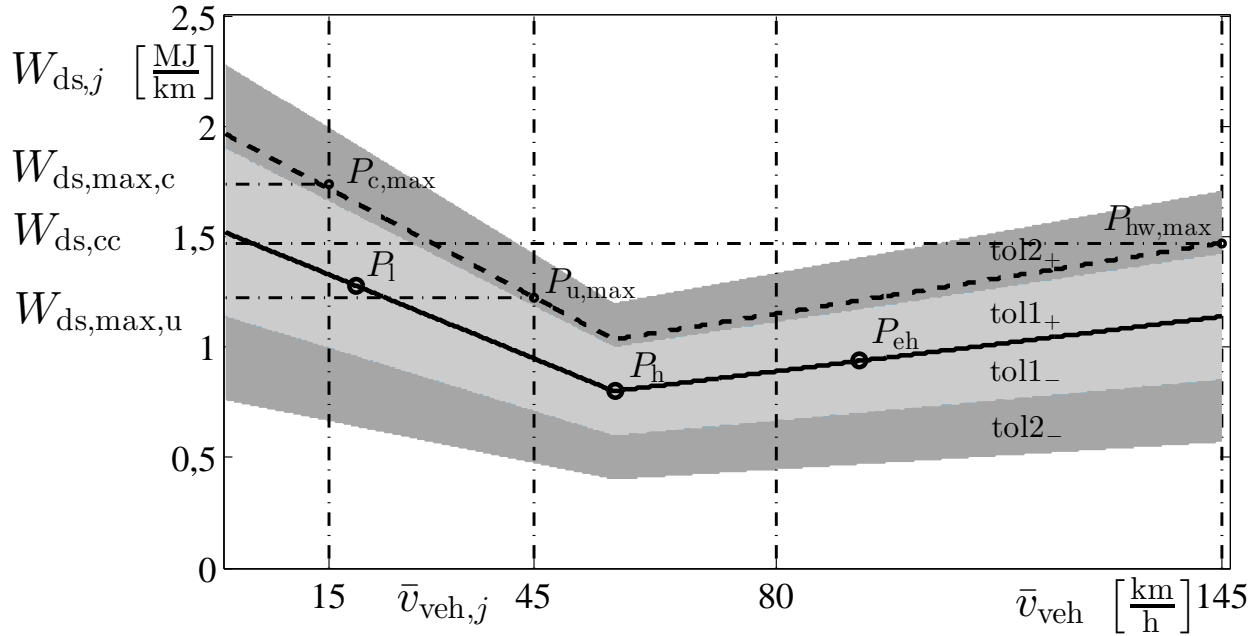


Bild B.2: Charakteristische Kurve der Kolbenarbeit: Über die Vorschriften der Gültigkeits- und Normalitätsprüfung können die drei Punkte $P_{c,max}$, $P_{u,max}$ und $P_{h,max}$ bestimmt werden, welche den energetisch ineffizientesten Fall der Fahrzeugfortbewegung für den Stadt-, Landstraßen- und Autobahnbetrieb einer RDE-Fahrt definieren.

In den Gleichungen B.36 und B.37 verbleiben die streckenspezifischen Kolbenarbeiten der einzelnen Mittlungsfenster $W_{ds,i}$, $W_{ds,j}$, $W_{ds,k}$ als unbekannte Größen.

Die Daten eines Mittlungsfensters werden durch die zugehörige mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{veh,j}$ in einen Städtensatz ($v_{veh,j} < 45 \frac{\text{km}}{\text{h}}$), Landstraßensatz ($45 \frac{\text{km}}{\text{h}} \leq v_{veh,j} < 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$), oder Autobahnsatz ($v_{veh,j} \geq 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) eingeteilt. In Bild B.2 ist zu erkennen, dass im Städtensatz die energetisch ungünstigste Geschwindigkeit bei $15 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, im Landstraßensatz bei $45 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und im Autobahnsatz bei $145 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ liegt. Diese Geschwindigkeiten definieren für den theoretisch ineffizientesten Fall die X-Koordinate aller Mittlungsfenster in der charakteristischen Kurve.

Nach Unterkapitel B.1.3.1 ist eine RDE-Fahrt nur dann gültig, wenn mindestens 50 % aller Fenster innerhalb des ersten Toleranzbandes liegen. Für den ineffizientesten Fall der Fahrzeugfortbewegung müssen diese die höchste streckenspezifische Kolbenarbeit aufweisen und liegen damit auf der oberen Schwelle des ersten Toleranzbandes. Damit sind die Positionen von 50 % der Fenster in der charakteristischen Kurve festgelegt.

Liegen die verbleibenden 50 % der Fenster ebenfalls auf der Schwelle zwischen dem ersten und zweiten Toleranzband, bleibt der Mittelwert eines Datensatzes und damit die Berechnung von $W_{ds,max}$ nach den Gleichungen B.36 und B.37 unverändert. Liegen sie hingegen außerhalb des zweiten Toleranzbandes, werden sie nach Gleichung B.15 mit $w_j = 0$ gewichtet und haben daher ebenfalls keinen Einfluss auf die Berechnung von $W_{ds,max}$. Es muss daher im zweiten Toleranzband (Interpolationsbereich: $w_j = [01]$) eine Fensterposition existieren für die der gewichtete Wert der

streckenspezifischen Kolbenarbeit maximal wird. Durch eine Extremwertaufgabe soll diese im Folgenden gefunden werden.

Betrachtet man zunächst einen Datensatz isoliert und ersetzt in Gleichung B.36 den Gewichtungsfaktor w_i durch die entsprechende Berechnungsvorschrift des zweiten Toleranzband nach Gleichung B.15, erhält man folgende Gleichung:

$$W_{ds,max} = \frac{\sum (\frac{W_{ds,tol2+} - W_{ds,j}}{W_{ds,tol2+} - m_{ds,tol1+}} W_{ds,j})}{\sum \frac{W_{ds,tol2+} - W_{ds,j}}{W_{ds,tol2+} - m_{ds,tol1+}}} \quad (B.38)$$

Hierbei beschreiben $W_{ds,tol1+}$ und $W_{ds,tol2+}$ die obere Grenze des ersten und zweiten Toleranzbandes.

$$W_{ds,tol1\pm} = W_{ds,cc} (1 \pm b_{tol1}) \quad (B.39a)$$

$$W_{ds,tol2\pm} = W_{ds,cc} (1 \pm b_{tol2}) \quad (B.39b)$$

Hierbei ist $W_{ds,cc}$ die charakteristische Kurve der Kolbenarbeit und b_{tol1+} bzw. b_{tol2+} Faktoren zur Definition der Toleranzbandbreiten.

Unter der Berücksichtigung, dass für den ungünstigsten Fall der Fahrzeugfortbewegung alle Fenster eines Datensatzes die gleiche Geschwindigkeit aufweisen und 50 % aller Fenster eines Datensatzes auf der oberen Grenze des ersten Toleranzbandes liegen, kann Gleichung B.38 umgeschrieben werden zu:

$$W_{ds,max} = \frac{\frac{n}{2} \frac{W_{ds,tol2+} - W_{ds}}{W_{ds,tol2+} - W_{ds,tol1+}} W_{ds} + \frac{n}{2} W_{ds,tol1+}}{\frac{n}{2} \frac{W_{ds,tol2+} - W_{ds}}{W_{ds,tol2+} - W_{ds,tol1+}} + \frac{n}{2}} \quad (B.40)$$

Normiert man zusätzlich Gleichung B.40 auf den Wert der charakteristischen Kurve $W_{ds,cc}$, vereinfacht sie sich zu:

$$W_{ds,max} = \frac{\frac{b_{tol2+} - y}{b_{tol2+} - b_{tol1+}} y + b_{tol1+}}{\frac{b_{tol2+} - y}{b_{tol2+} - b_{tol1+}} + 1} W_{ds,cc} \quad (B.41)$$

Hierbei beschreibt y über $W_{ds} = y W_{ds,cc}$ die zu bestimmende normierte Position der verbleibenden 50 % der Fenster. Der Extremwert dieser Funktion innerhalb des zweiten Toleranzbandes ($y_{ds} = [b_{tol1+}, b_{tol2+}]$) liegt bei:

$$y_{ds,max} = 2b_{tol2+} - b_{tol1+} - \sqrt{2}(b_{tol2+} - b_{tol1+}). \quad (B.42)$$

Die maximale streckenbezogene Kolbenarbeit eines Datensatzes ergibt sich somit zu:

$$W_{ds,max} = (3b_{tol2+} - 2b_{tol1+} - 2\sqrt{2}(b_{tol2+} - b_{tol1+})) W_{ds,cc} \quad (B.43)$$

Setzt man die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte von $b_{tol1+} = 1,25$ und $b_{tol2+} = 1,5$ in Gleichung B.43 ein, ergeben sich für den Stadt- und Gesamtdatensatz schließlich:

$$\bar{W}_{ds,max,c} = 1,293 W_{ds,cc} (\bar{v}_{veh} = 15 \text{ km/h}) \quad (B.44a)$$

$$\bar{W}_{ds,max,t} = 1,293 (0,34 W_{ds,cc} (15 \text{ km/h}) + 0,33 W_{ds,cc} (45 \text{ km/h}) + 0,33 W_{ds,cc} (145 \text{ km/h})) \quad (B.44b)$$

Über die Konstruktionsvorschriften der charakteristischen Kurve nach Gleichung B.33 ist es möglich das Ergebnis durch die gemessene, spezifische Kolbenarbeit der WLTC-Abschnitte auszudrücken:

$$\bar{W}_{ds,max,c} = 1,717 \bar{W}_{ds,l} - 0,151 \bar{W}_{ds,h} \quad (B.45a)$$

$$\bar{W}_{ds,max,t} = 0,742 \bar{W}_{ds,l} - 0,42 \bar{W}_{ds,h} + 1,109 \bar{W}_{ds,eh} \quad (B.45b)$$

Bezieht man dieses Ergebnis auf das Beispiel des Opel Mittelklassewagens, müssen zur Bestimmung der maximalen streckenspezifischen Kolbenarbeit die Indizierdaten der WLTC-Abschnitte aus Gleichung B.34 eingesetzt werden.

$$\bar{W}_{ds,max,c} = 1,719 \text{ MJ/km} \quad (B.46a)$$

$$\bar{W}_{ds,max,t} = 1,475 \text{ MJ/km} \quad (B.46b)$$

Vergleicht man dieses Ergebnis mit der notwendigen streckenspezifischen Kolbenarbeit des WLTC ($\bar{W}_{ds,wltc} = 0,844 \text{ [MJ/km]}$) kann festgestellt werden, dass die Fortbewegung des Fahrzeuges im Stadtbetrieb einer RDE-Fahrt energetisch um einen Faktor von bis zu 2,035 aufwendiger sein darf, als es durchschnittlich im WLTC-Prüfzyklus der Fall ist. Die gesamte RDE-Fahrt kann hingegen nur um den Faktor 1,746 aufwendiger sein bevor sie als nicht normal geprüft wird und damit ungültig ist.

Die gewonnen Ergebnisse können nun nach Kapitel B.2 verwendet werden, um die leistungsspezifischen Grenzwerten der Emissionsmassen zu berechnen. Mit Gleichung B.30 und ergibt sich:

$$m_{psgc,max} = \frac{k_{cf,gc} m_{EU6,gc}}{W_{ds,max}} \quad (B.47)$$

Hierbei ist $m_{EU6,gc}$ der Euro-6 Grenzwert und $k_{cf,gc}$ der Konformitätsfaktor nach Tabelle B.1. Da die Euro-6-Grenzwerte im Stadt- und Gesamtanteil der RDE-Fahrt eingehalten werden müssen, ist $W_{ds,max}$ gleich dem Maximalwert von $\bar{W}_{ds,max,t}$ und $\bar{W}_{ds,max,c}$ zu setzen. Für NO_x ergibt sich für das Beispiel der Opel Mittelklassewagens beispielsweise der leistungsspezifische Grenzwert zu:

$$m_{psNO_x,max} = \frac{1,5 \cdot 80 \frac{\text{mg}}{\text{km}}}{1,719 \frac{\text{kJ}}{\text{km}}} = 0,0698 \frac{\text{mg}}{\text{kW}} \quad \text{ab Jan.2020} \quad (B.48a)$$

$$m_{psNO_x,max} = \frac{2,1 \cdot 80 \frac{\text{mg}}{\text{km}}}{1,719 \frac{\text{MJ}}{\text{km}}} = 0,0977 \frac{\text{mg}}{\text{kW}} \quad \text{Sep.2017 – Jan.2020} \quad (B.48b)$$

Mit einem Konformitätsfaktor von $k_{cf,gc} = 1$ ergibt sich für Ruß analog

$$m_{pspm,max} = \frac{5 \frac{\text{mg}}{\text{km}}}{1,719 \frac{\text{MJ}}{\text{km}}} = 0,0029 \frac{\text{mg}}{\text{kW}} \quad \text{ab Sep.2017} \quad (B.49)$$

Als Vergleich sind im Folgenden die berechneten leistungsbezogenen Grenzwerte für den WLTC-Prüfzyklus angegeben ($k_{cf,gc} = 1$):

$$m_{psNO_x,wltc} = \frac{80 \frac{\text{mg}}{\text{km}}}{0,844 \frac{\text{MJ}}{\text{km}}} = 0,0948 \frac{\text{mg}}{\text{kW}} \quad (B.50a)$$

$$m_{pspm,wltc} = \frac{5 \frac{\text{mg}}{\text{km}}}{0,844 \frac{\text{MJ}}{\text{km}}} = 0,0059 \frac{\text{mg}}{\text{kW}} \quad (B.50b)$$

Im Vergleich zum WLTC-Zyklus muss daher zum sicheren Bestehen einer RDE-Fahrt für NO_x bzw. Ruß von einen um 27 % bzw. 51 % geringerem leistungsspezifischen Emissionsgrenzwert ausgegangen werden.

Für Nutzfahrzeuge und Busse gilt bereits seit dem 31.12.2012 der „World Harmonized Transient Cycle“. Der WHTC-Zyklus ist hoch dynamisch und wird bei der Typengenehmigung ebenfalls durch eine Realfahrtprüfung ergänzt. Die gültige Euro-6-Norm ist vom Gesetzgeber bereits in leistungsspezifischen Emissionsgrenzwerten definiert.

$$m_{\text{psNO}_x, \text{wlte}} = 0,1278 \frac{\text{mg}}{\text{kJ}} = 0,1278 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} \quad (\text{B.51a})$$

$$m_{\text{pspm, wlte}} = 0,0028 \frac{\text{mg}}{\text{kJ}} = 0,0028 \frac{\frac{\text{mg}}{\text{s}}}{\text{kW}} . \quad (\text{B.51b})$$

Ein Vergleich der Werte zeigt, dass der ab September gültige NO_x -Grenzwert des PKWs im Vergleich zum LKW um 25 % geringer ist. Für Ruß hingegen ist der Grenzwert mit einem Unterschied von 3,5 % nahezu identisch.

C Dynamisches Verhalten des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} bei der Verwendung von Abgasrückführungen

Zur Analyse des dynamischen Verhaltens des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter \hat{X}_{2i} werden zunächst vereinfachte Modellgleichungen aufgestellt. Für konstante Motormassenströme und veränderliche Einspritzmengen kann gezeigt werden, dass durch die totzeitbehaftete Rückführung von Abgasen ein zeitdiskreter Verlauf des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} entsteht. Des weiteren wird gezeigt, dass das dynamische Verhalten von \hat{X}_{2i} durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung approximiert werden kann. Die Zeitkonstante ist hierbei abhängig von der Laufzeit der zurückgeführten Abgase als auch von dem Verhältnis aus AGR- und Frischluft-Massenstrom.

Es wird im Folgenden angenommen, dass die Massenströme des Motors wie bspw. der Massenstrom der Niederdruck-AGR \hat{m}_{lpegr} , der Hochdruck-AGR \hat{m}_{hpegr} und der Ansaugklappe \hat{m}_{itv} konstant sind. Die einzige variable Eingangsgröße des Systems ist der eingespritzte Kraftstoffmassenfluss $\hat{m}_f(t)$. Im Folgenden wird zunächst die Systemdynamik bei ausschließlichem Niederdruck-AGR-Betrieb analysiert. Die resultierenden Gleichungen werden anschließend für den DUAL-AGR-Betrieb mit Hoch- und Niederdruck-AGR erweitert.

Der Frischluftmassenstrom im Einlassbehälter setzt sich zusammen aus dem Massenfluss durch die Ansaugklappe \hat{m}_{itv} und dem Frischluftanteil des zurückgeführten Abgases. Letzteres kann durch das Produkt aus dem relativen Abgassauerstoffanteil $\hat{X}_3(t)$ und dem Niederdruck-AGR-Massenstrom ausgedrückt werden \hat{m}_{lpegr} . Für den Frischluftmassenstrom im Einlassbehälter resultiert:

$$\hat{m}_{air,2i}(t) = \hat{m}_{lpegr} \hat{X}_3(t - T_t) + \hat{m}_{itv} \quad (C.1)$$

Die Totzeit T_t ist hierbei die Laufzeit, die das Abgas benötigt um vom Auslassventil bis zum Einlassbehälter zu strömen.

Der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter \hat{X}_{2i} ist definiert als der Quotient aus dem Frischluft- und Gesamtmassenstrom.

$$\hat{X}_{2i} = \frac{\hat{m}_{air,2i}(t)}{\hat{m}_{eng}} = \frac{\hat{m}_{lpegr} \hat{X}_3(t - T_t) + \hat{m}_{itv}}{\hat{m}_{itv} + \hat{m}_{lpegr}} \quad (C.2)$$

Auf analogem Wege lässt sich eine Gleichung für den relativen Sauerstoffanteil im Abgas \hat{X}_3 herleiten.

Der Frischluftmassenstrom des Abgases $\hat{m}_{air,eng,out}(t)$ setzt sich zusammen aus der zugeführten Frischluftmasse des Einlassbehälters $\hat{m}_{air,2i}(t)$ abzüglich der Frischluft, die durch den eingespritzten Kraftstoff bei stöchiometrischer Verbrennung $L_{st} \hat{m}_f(t)$ umgesetzt wird.

Der relative Sauerstoffanteil im Abgas \hat{X}_3 ergibt sich somit aus dem Quotienten von Frischluft-

und Gesamtmassenstrom des Abgases $\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t)$.

$$\hat{X}_3(t) = \frac{\hat{m}_{\text{air,eng,out}}}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t)} = \frac{\hat{X}_{2i}(t) \hat{m}_{\text{eng}} - L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}(t)}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t)} \quad (\text{C.3})$$

Durch Einsetzen von Gleichung C.3 in Gleichung (C.2) und Auflösen nach $\hat{X}_{2i}(t)$ resultiert folgende vereinfachte Beschreibungsgleichung für das dynamische Verhalten des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} im Einlassbehälter.

$$\hat{X}_{2i}(t) = \hat{X}_{2i}(t - T_t) \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_t)} + \frac{\hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} - \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \frac{L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}(t - T_T)}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_T)} \quad (\text{C.4})$$

Auf Grund der zeitdiskreten Rückführung der Ausgangsgröße $\hat{X}_{2i}(t)$ ist eine Analogie zum zeitdiskreten Verzögerungsglied erster Ordnung erkennbar:

$$y_k = y_{k-1} \frac{T_1}{T_1 + \Delta t} + \frac{\Delta t}{T_1 + \Delta t} K_p u_k \quad \text{PT}_1 \text{ diskret} \quad (\text{C.5})$$

In Gleichung C.5 ist Δt die Abtastzeit. Bei konstanten Massenströmen und sprunghörmig Anregung des Kraftstoffmassenflusses \hat{m}_{f} ergibt sich somit ein exponentieller Verlauf des relativen Sauerstoffanteils, der sich in einem zeitdiskret Verlauf seinem stationären Endwert nähert. Die Schrittweite ist hierbei durch die Gaslaufzeit T_t definiert.

Zur Identifikation eines kontinuierlichen, totzeitfreien Ersatzsystems,

$$T_1 \dot{\hat{X}}_{2i}(t) + \hat{X}_{2i}(t) = K_p u(t) \quad \text{PT}_1 \text{ kontinuierlich} \quad (\text{C.6})$$

wird angenommen, dass es sich in Gleichung C.4 um einen dynamischen Prozess handelt, der mit einer Schrittweite abgetastet wurde, die der Gaslaufzeit T_t entspricht. Durch einen Quotientenvergleich ergeben sich für das zeitkontinuierliche Ersatzsystem folgende Werte für die Zeitkonstante T_1 , den Verstärkungsfaktor K_p und die Eingangsgröße $u(t)$:

$$T_1 = \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_t)} T_t(t) \quad (\text{C.7a})$$

$$K_p = \frac{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_t)}{\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_t)} \quad (\text{C.7b})$$

$$u(t) = \frac{\hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} - \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \frac{L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}(t - T_T)}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}(t - T_T)} \quad (\text{C.7c})$$

$$= \frac{\hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} - \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} r_{\text{cmb}}(t - T_T) \quad (\text{C.7d})$$

In Gleichung C.7d beschreibt der Massenanteil r_{cmb} das Verhältnis aus der stöchiometrisch verbrannten Luftmasse $L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}$ und dem Gesamtabgasmassenstrom $\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}}$. Es ist somit der relative Frischluftmassenanteil der dem Gas im Zylinder durch die Verbrennung entzogen wurde.

Gleichung C.7a zeigt anschaulich, dass die Systemzeitkonstante des relativen Sauerstoffanteils linear von der Gaslaufzeit T_t abhängig ist. Drückt man den Massenstrom der Ansaugklappe \hat{m}_{itv} über die Massenbilanz durch den Gesamtmotormassenstrom \hat{m}_{eng} und den Massenstrom der Niederdruck-AGR \hat{m}_{lpegr} aus,

$$\hat{m}_{itv} = \hat{m}_{eng} - \hat{m}_{lpegr} \quad (C.8)$$

kann die Systemzeitkonstante T_1 wie folgt umgeschrieben werden:

$$T_1 = \frac{\hat{m}_{lpegr}}{\hat{m}_{eng} - \hat{m}_{lpegr} + \hat{m}_f(t - T_t)} T_t(t) \quad (C.9)$$

Die Dynamik des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter X_{2i} ist somit exponentiell vom Niederdruck-AGR-Massenstrom \hat{m}_{lpegr} abhängig, wodurch sich beim Hoch-AGR-Betrieb ein träges Systemverhalten einstellt. Diese Systemeigenschaft ist grundsätzlich unproblematisch, da die verringerte Dynamik durch den Entwurf geeigneter Steuerungen und Regelungen kompensiert werden kann. Übersteigt jedoch der relative Sauerstoffanteil des Abgases X_3 den Sollwert des relativen Sauerstoffanteils im Einlassbehälter $X_{2i,des}$, wird die Niederdruck-AGR zwangsläufig in ihre Stellgrößenbegrenzung laufen ($r_{egr} = 100\%$). In diesem Fall stellt sich die minimale Systemzeitkonstante $T_{1,min}$ ein und der relative Sauerstoffanteil des Einlassbehälters konvergiert mit minimaler Systemdynamik gegen ihren stationären Endwert.

$$T_1 = \frac{\hat{m}_{lpegr}}{\hat{m}_f(t - T_t)} T_t(t) \quad (C.10)$$

Wird die Niederdruck-AGR verwendet um den relativen Sauerstoffanteil im Einlassbehälter zu Regeln, muss daher immer dann mit einem trägen Systemverhalten und lang andauernden Regelabweichungen gerechnet werden, wenn sich die Aktorik des Niederdruckpfades in ihrer Stellgrößenbegrenzung befindet.

Zur Veranschaulichung des Systemverhaltens und zur Validierung der mathematischen Umformungen sind in Bild C.1 die Verläufe des relativen Sauerstoffanteils \hat{X}_{2i} für sprunghörmige Anregungen des Kraftstoffmassenflusses gezeigt. Der schwarze, zeitdiskrete Verlauf entspricht hierbei der Systemantwort des kontinuierlichen, totzeitbehafteten Systems nach Gleichung C.4. Der grau dargestellte Verlauf ist hingegen die Systemantwort des kontinuierlichen Verzögerungsgliedes erster Ordnung nach Gleichung C.6, dessen Größen über Gleichung C.7 definiert sind. Für die zwei dargestellten Sprungantworten bei $T_a = 5$ s und $T_b = 60$ s ist eine stark unterschiedliche Systemdynamik zu beobachten. Mit einer konstanten Gaslaufzeit von $T_t = 1$ s ergeben sich wegen der unterschiedlichen Massenstromverhältnisse von Niederdruck-AGR und Frischluft nach Gleichung C.7a unterschiedliche Zeitkonstanten von $T_{1,a} = 8,99$ s und $T_{1,b} = 0,4$ s. Der Kraftstoffmassenstrom \hat{m}_f hat auf die Zeitkonstante T_1 nur einen geringen Einfluss. Die Änderung der Zeitkonstante beträgt beim ersten Sprung des Kraftstoffmassenstroms $\Delta T_{1a} = 0,019$ s und beim zweiten $\Delta T_{1b} = 0,02$ s.

Die Simulationsergebnisse zeigen anschaulich, dass der Massenstrom der Niederdruck-AGR \hat{m}_{lpegr} den dominanten Einfluss auf die Systemdynamik hat und dass im Hoch-AGR-Betrieb, selbst bei geringen Gaslaufzeiten, ein träges Systemverhalten resultiert.

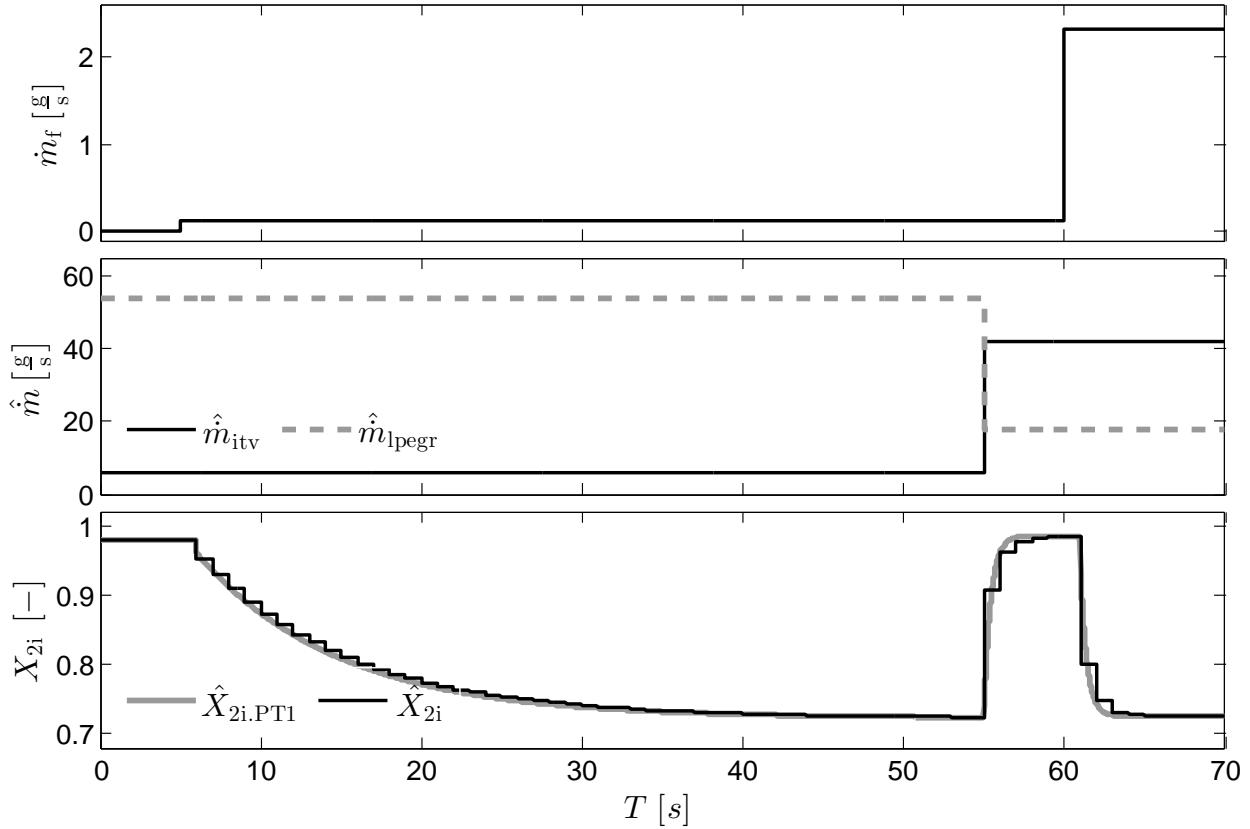


Bild C.1: Vergleich zwischen dem totzeitbehaftetem System nach Gl. C.4 und totzeitfreiem Ersatzsystem erster Ordnung nach Gl. C.6. Sprungantworten des relativen Sauerstoffanteils für Änderungen des Kraftstoffmassenflusses \dot{m}_f . Die Systemdynamik ist dominant abhängig vom Verhältnis aus AGR- und Frischluftmassenstrom $\hat{m}_{\text{lpegr}}/\hat{m}_{\text{itv}}$ ($T_{1,a} = 8,99 \text{ s}$, $T_{1,b} = 0,4 \text{ s}$).

Die oben hergeleiteten Gleichungen gelten bisher nur für den ausschließlichen Niederdruck-AGR-Betrieb. Um auch den Einfluss eines gleichzeitigen Hochdruck-AGR-Betriebes analysieren zu können, muss in Gleichung C.1 der zurückgeführte Luftmassenstroms des Hochdruck-AGR-Ventils,

$$\hat{m}_{\text{hpegr,air}} = X_3(t) \hat{m}_{\text{hpegr}} \quad (\text{C.11})$$

zusätzlich berücksichtigt werden. Unter der Vernachlässigung der Gaslaufzeit der Hochdruck-AGR berechnet sich der Luftmassenstrom im Einlassbehälter zu:

$$\hat{m}_{\text{air,2i}}(t) = \hat{m}_{\text{lpegr}} \hat{X}_3(t - T_t) + \hat{m}_{\text{itv}} \quad (\text{C.12})$$

Analog zu Gleichung C.2 ergibt sich der relative Sauerstoffanteil des Einlassbehälter X_{2i} durch den Quotienten aus Frischluftmassen- und Gesamtmassenstrom.

$$\hat{X}_{2i} = \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}} \hat{X}_3(t - T_t) + \hat{m}_{\text{hpegr}} \hat{X}_3(t) + \hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_{\text{lpegr}}} \quad (\text{C.13})$$

Ersetzt man in dieser Gleichung den relativen Sauerstoffanteil des Abgases X_3 durch Gleichung C.3, können erneut durch ein Quotientenvergleich die Parameter eines kontinuierlichen Ersatzsystems erster Ordnung (vgl. Gleichung C.6) bestimmt werden. Für die Zeitkonstante T_1 , den

Verstärkungsfaktor K und die nichtlineare Eingangstransformation $u(t)$ ergeben sich die folgenden Gleichungen:

$$T_1 = \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}} (\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t))}{(\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}} + \hat{m}_f(t)) (\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t - T_T)) - \hat{m}_{\text{lpegr}} (\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t))} T_t(t) \quad (\text{C.14a})$$

$$K_p = \frac{(\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t)) (\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}} + \hat{m}_f(t - T_T))}{(\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_f(t - T_T)) (\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{hpegr}} + \hat{m}_f(t))} \quad (\text{C.14b})$$

$$u(t) = \frac{\hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} - \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \frac{L_{\text{st}} \hat{m}_f(t - T_T)}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t - T_T)} - \frac{\hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \frac{L_{\text{st}} \hat{m}_f(t)}{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t)} \quad (\text{C.14c})$$

$$= \frac{\hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} - \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} r_{\text{cmb}}(t - T_T) - \frac{\hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} r_{\text{cmb}}(t) \quad (\text{C.14d})$$

Vernachlässigt man während der Gaslaufzeit den *relativen* Masseneintrag durch die Änderung der Einspritzmenge, kann Gleichung C.14 wie folgt vereinfacht werden.

$$T_1 \approx \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_f(t)} T_t(t) \quad (\text{C.15a})$$

$$K_p \approx \frac{\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_f(t)}{\hat{m}_{\text{itv}} + \hat{m}_f(t)} \quad (\text{C.15b})$$

$$u(t) = \frac{\hat{m}_{\text{itv}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} - \frac{\hat{m}_{\text{lpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} r_{\text{cmb}}(t - T_T) - \frac{\hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} r_{\text{cmb}}(t) \quad (\text{C.15c})$$

Vergleicht man diese resultierenden Ausdrücke mit denen des ausschließlichen Niederdruck-AGR-Betriebes (Gleichung C.7) ist zu erkennen, dass die Zeitkonstante und der Verstärkungsfaktor nahezu unverändert sind. Lediglich der Kraftstoffmassenstrom $\hat{m}_f(t)$ geht nun unverzögert in die Gleichungen ein. Wie in den Simulationsergebnissen gezeigt wurde, hat dieser jedoch nur einen geringfügigen Einfluss auf das Systemverhalten.

Ersetzt man in der Zeitkonstante nach Gleichung C.15a den Massenstrom der Ansaugklappe durch die Differenz aus dem Gesamtgasmassenstrom \hat{m}_{eng} und den Gesamt-AGR-Massenstrom $\hat{m}_{\text{egr}} = \hat{m}_{\text{hpegr}} + \hat{m}_{\text{lpegr}}$, ergibt sich die folgende alternative Schreibweise der Zeitkonstante T_1 :

$$T_1 \approx \frac{\hat{m}_{\text{egr}} - \hat{m}_{\text{hpegr}}}{\hat{m}_{\text{eng}} - \hat{m}_{\text{egr}} + \hat{m}_f(t)} T_t(t) \quad (\text{C.16})$$

Diese Schreibweise zeigt, dass bei konstantem Gesamt-AGR-Massenstrom \hat{m}_{egr} ein steigender relative Anteil des Hochdruck-AGR-Massenstroms zu einer Verringerung der Zeitkonstante T_1 führt. Liegt ein reiner Niederdruck-AGR-Betrieb vor, geht Gleichung C.16 in Gleichung C.9 über und es ergibt sich die maximal mögliche Systemzeitkonstante, die für einen gegebene Gesamt-AGR-Massenstrom möglich ist. Wird hingegen der gesamte AGR-Massenstrom über die Hochdruck-AGR zur Verfügung gestellt, wird der Zähler aus Gleichung C.16 zu Null. Auf Grund der zu vernachlässigen Gaslaufzeit der Hochdruck-AGR stellt sich der stationäre Endwert des relativen

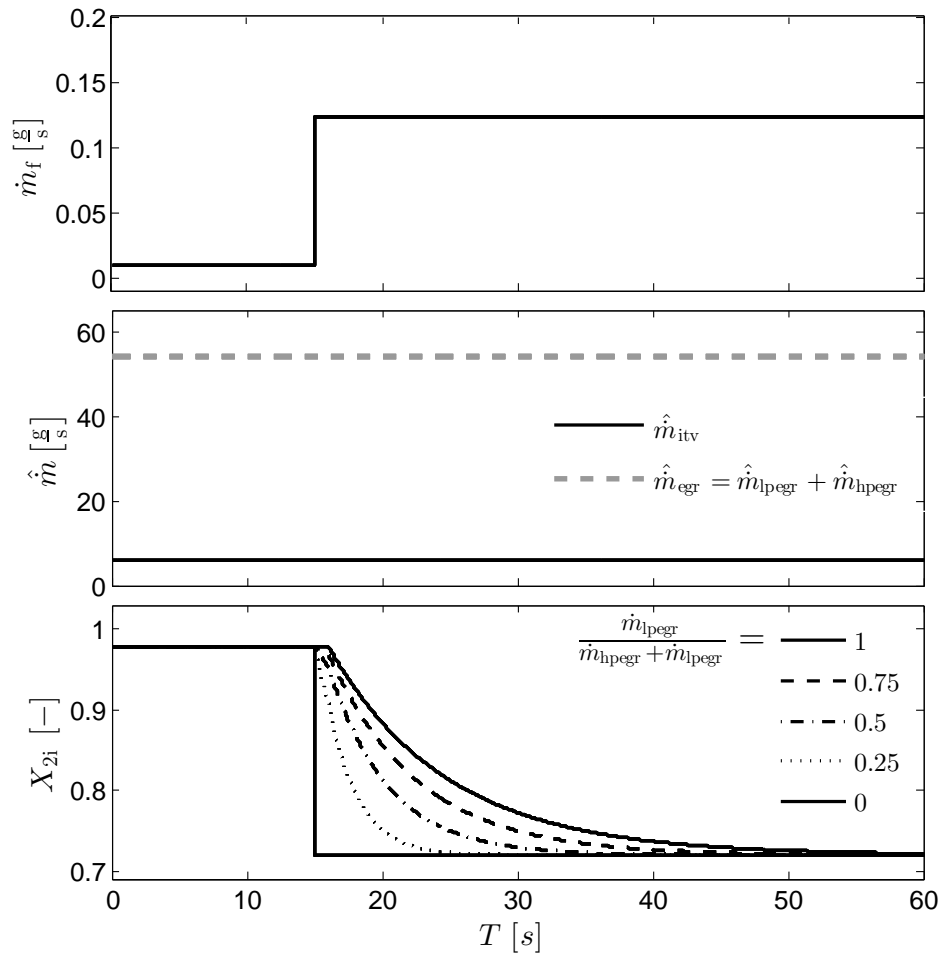


Bild C.2: Vergleich zwischen exakter und approximierter Ausflussfunktion Ψ .

Sauerstoffanteils X_{2i} unmittelbar ein.

Um die Abhängigkeit der Systemzeitkonstante T_1 vom relativen Abgasmassenstrom der Niederdruck-AGR $\hat{m}_{lpegr}/(\hat{m}_{hpegr} + \hat{m}_{lpegr})$ zu visualisieren, ist in Bild C.2 die simulierte Sprungantwort bei einer Anregung durch den Kraftstoffmassenfluss \dot{m}_f für 5 unterschiedliche Massenstromanteile der Niederdruck-AGR gezeigt.

D Analyse über den Zusammenhang von AGR-Rate r_{egr} und relativem Sauerstoffanteil im Einlassbehälter \hat{X}_{cyl}

Es wird angenommen, dass sich der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter durch den Einströmvorgang in den Zylinder nicht ändert und somit als Näherung gilt:

$$\hat{X}_{\text{cyl}} = \hat{X}_{2i} \quad (\text{D.1})$$

Der relative Sauerstoffanteil im Einlassbehälter \hat{X}_{2i} ist definiert durch den Quotienten aus Frischluftmassenstrom $\hat{m}_{\text{eng,air}}$ und Gesamtgasmassenstrom \hat{m}_{eng} des Einlassbehälters.

$$\hat{X}_{2i} = \frac{\hat{m}_{\text{eng,air}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \quad (\text{D.2})$$

Im Stationären kann der Luftmassenstrom $\hat{m}_{\text{eng,air}}$ durch den Frischluftmassenstrom der Ansaugklappe \hat{m}_{itv} und den Frischluftanteil des Summen-AGR-Massenstroms $X_3 \hat{m}_{\text{egr}}$ ausgedrückt werden.

$$\hat{m}_{\text{eng,air}} = \hat{m}_{\text{itv}} + X_3 \hat{m}_{\text{egr}} \quad (\text{D.3})$$

Setzt man Gleichung D.3 in Gleichung D.2 ein, ergibt sich nach wenigen Umformungen:

$$\hat{X}_{2i} = 1 - \frac{\hat{m}_{\text{egr}} (1 - X_3)}{\hat{m}_{\text{eng}}} \quad (\text{D.4})$$

Ersetzt man nun in Gleichung D.4 den Quotienten aus Abgas- und Gesamtmassenstrom durch die AGR-Rate r_{egr} ,

$$r_{\text{egr}} = \frac{\hat{m}_{\text{egr}}}{\hat{m}_{\text{eng}}} \quad (\text{D.5})$$

und löst den resultierenden Ausdruck,

$$X_{\text{cyl}} = 1 - \hat{r}_{\text{egr}} (1 - X_3) \quad (\text{D.6})$$

nach der AGR-Rate auf, ergibt sich schließlich die folgende Gleichung zur Berechnung der AGR-Rate:

$$r_{\text{egr}} = \frac{1 - X_{\text{cyl}}}{1 - X_3} \quad (\text{D.7})$$

Dieser Ausdruck zeigt anschaulich in welchem Wertebereich die AGR-Rate definiert ist. Wird 100 % der Frischluft verbrannt, liegt ein relativer Sauerstoffanteil des Abgases von $X_3 = 0$ vor. Nach Gleichung D.7 ergibt sich die AGR-Rate in diesem Fall zu $r_{\text{egr}} (X_3 = 0) = 1 - X_{\text{cyl}}$. Wird hingegen kein Kraftstoff eingespritzt, entspricht der relative Sauerstoffanteil nach der Verbrennung dem relativen Sauerstoffanteil vor der Verbrennung $X_3 = X_{\text{cyl}}$. Die AGR-Rate beträgt für diesen Fall 100 %. Der Wertebereich der AGR-Rate ergibt sich somit zu:

$$r_{\text{egr}} = [1 - X_{\text{cyl}}, 1] \quad (\text{D.8})$$

Um die Abhängigkeit der AGR-Rate von der Last zu analysieren, kann in Gleichung D.7 der relative Sauerstoffanteil des Abgases X_3 durch Gleichung 6.70 (in nicht differentieller Form) ersetzt werden.

$$r_{\text{egr}} = \frac{(1 - X_2) (\hat{m}_{\text{eng}} + \hat{m}_{\text{f}})}{\hat{m}_{\text{eng}} (1 - X_{\text{cyl}}) + \hat{m}_{\text{f}} (1 + L_{\text{st}})} \quad (\text{D.9})$$

Um die Anzahl der Variablen in dieser Gleichung für eine weiterführende Analyse zu reduzieren, wird der Verbrennungsluftanteil X_{cmb} definiert.

$$X_{\text{cmb}} = \frac{L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}}{\hat{m}_{\text{cyl}}} \quad (\text{D.10})$$

Der Verbrennungsluftanteil beschreibt das Verhältnis aus der Luftmasse, die bei stöchiometrischer Verbrennung umgesetzt wird $L_{\text{st}} \hat{m}_{\text{f}}$ und der Gesamtgasmasse im Zylinder \hat{m}_{cyl} . Ist der Verbrennungsluftanteil $X_{\text{cmb}} = 0$, wird keine Luft bei der Verbrennung umgesetzt und es wird demnach kein Kraftstoff eingespritzt. Wird hingegen die vollständige zur Verfügung stehende Luft im Brennraum $X_{\text{cyl}} \hat{m}_{\text{cyl}}$ umgesetzt, ergibt sich der Verbrennungsluftanteil nach Gleichung D.10 zu $X_{\text{cmb}} = X_{\text{cyl}}$. Der Verbrennungsluftanteil ist demnach ein Maß für die relative Motorlast.

Setzt man Gleichung D.10 in Gleichung D.9 ein, resultiert ein Ausdruck mit dem der Zusammenhang zwischen AGR-Rate r_{egr} und Motorlast bei konstantem relativen Luftmassenanteil im Zylinder X_{cyl} analysiert werden kann.

$$r_{\text{egr}} = \frac{(1 - X_{\text{cyl}}) (L_{\text{st}} + X_{\text{cmb}})}{L_{\text{st}} (1 - X_{\text{cyl}}) + X_{\text{cmb}} (1 + L_{\text{st}})} \quad (\text{D.11})$$

Um den Zusammenhang zwischen AGR-Rate und Last zu veranschaulichen, ist in Bild D.1 die AGR-Rate für verschiedene relative Sauerstoffanteile als Funktion des Verbrennungsluftanteils dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der AGR-Rate und der Motorlast existiert. Bei geringer Last muss daher ein überproportionales Maß an Abgasen zurückgeführt werden, damit sich ein gewünschter relativer Sauerstoffanteil im Zylinder X_{cyl} einstellt.

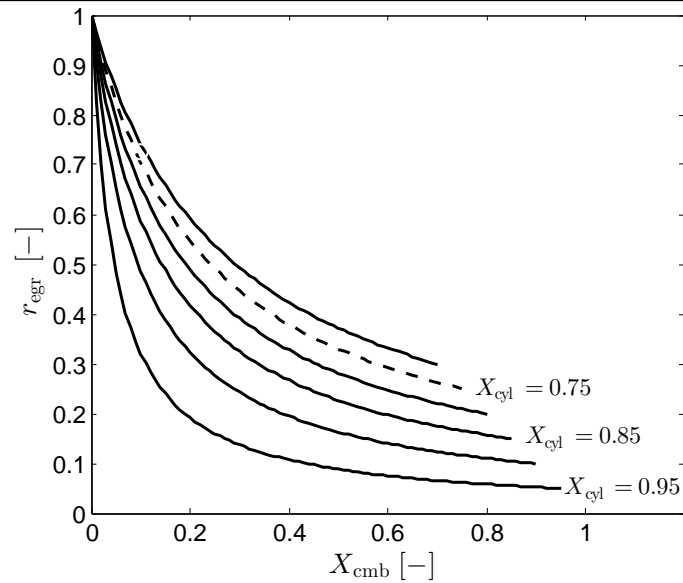


Bild D.1: Reziproke Abhängigkeit der AGR-Rate r_{egr} vom Verbrennungsluftverhältnis X_{cmb} für unterschiedliche Werte des relativen Sauerstoffanteils im Zylinder X_{cyl} . Zum einstellen eines konstanten relativen Sauerstoffanteils im Zylinder, muss bei geringer Last ein überproportionales Maß an Abgasen zurückgeführt werden.

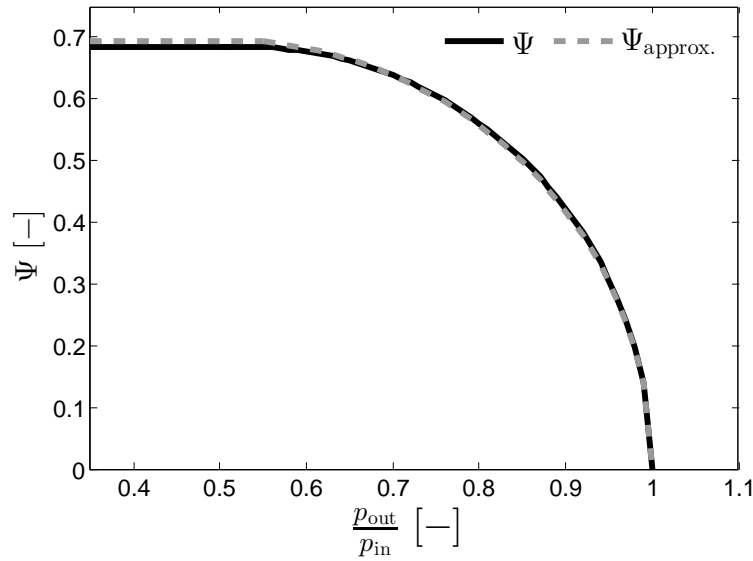


Bild E.1: Vergleich zwischen exakter und approximierter Ausflussfunktion Ψ .

E Vereinfachte Formulierung der Drosselgleichung

Nach [Guzzella und Onder 2010] kann die Ausflussfunktion Ψ durch die folgende Gleichung approximiert werden:

$$\Psi\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\right) = \sqrt{\frac{2p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\left[1 - \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\right]} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} \geq p_c \quad (\text{E.1a})$$

$$\Psi\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\right) = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} < p_c \quad (\text{E.1b})$$

$$p_c = 0,5p_{\text{in}} \quad (\text{E.1c})$$

Fügt man den Gleichungen E.1a bis E.1c zusätzliche Gewichtungsterme hinzu und optimiert diese für eine weitere Verbesserung der Approximation, ergeben sich folgende Beschreibungsgleichungen:

$$\Psi\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\right) = 0,985 \sqrt{\frac{2p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\left[1 - \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\right]} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} \geq p_c \quad (\text{E.2a})$$

$$\Psi\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}\right) = 0,98 \frac{1}{\sqrt{2}} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} < p_c \quad (\text{E.2b})$$

$$p_c = 0,55p_{\text{in}} \quad (\text{E.2c})$$

Ein Vergleich der Ausflussfunktion 6.12 ($n = 1,4$) mit der Approximation E.2 ist in Bild E.1 dargestellt. Setzt man die Approximationen E.2 in die Drosselgleichung 6.11 ein, erhält man die

folgende einfache Gleichung zur Massenflussschätzung in Drosselstellen:

$$\hat{m}_{\text{tv}} = 0,985 A_{\text{eff}} \sqrt{2\rho_{\text{in}}} \sqrt{\Delta p_{\text{tv}}} \sqrt{\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} \geq p_{\text{c}} \quad (\text{E.3a})$$

$$\hat{m}_{\text{tv}} = 0,98 A_{\text{eff}} \sqrt{\rho_{\text{in}}} \sqrt{\frac{p_{\text{in}}}{2}} \quad \text{mit} \quad p_{\text{out}} < p_{\text{c}} \quad (\text{E.3b})$$

$$p_{\text{c}} = 0,55 p_{\text{in}} \quad (\text{E.3c})$$

Hierbei ist $\Delta p_{\text{tv}} = p_{\text{in}} - p_{\text{out}}$ der Differenzdruck über der Drosselstelle. Vergleicht man den unterkritischen Fall E.3a mit der Bernoulligleichung, daher der äquivalenten Beschreibungsgleichung für inkompressible Fluide, fällt auf, dass sich die beiden Gleichungen für den unterkritischen Fall durch den zusätzlichen Term $\sqrt{p_{\text{out}}/p_{\text{in}}}$ unterscheiden:

$$\hat{m}_{\text{tv}} = 0,985 A_{\text{eff}} \sqrt{2\rho_{\text{in}}} \sqrt{\Delta p_{\text{tv}}} \sqrt{\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}} \quad \text{Gleichung E.3a} \quad (\text{E.4a})$$

$$\hat{m}_{\text{tv,ic}} = A_{\text{eff}} \sqrt{2\rho_{\text{in}}} \sqrt{\Delta p_{\text{tv}}} \quad \text{Bernoulli} \quad (\text{E.4b})$$

$$\hat{m}_{\text{tv}} = 0,98 \hat{m}_{\text{tv,ic}} \sqrt{\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}} \quad (\text{E.4c})$$

Die Drosselgleichung ist eine oft genutzte physikalische Modellgleichung zur Schätzung von Massenströmen. Auf Grund der Nichtlinearitäten der Beschreibungsgleichung sowie der hohen Sensitivität bei geringen Druckdifferenzen erzielt sie jedoch nicht immer das gewünschte Ergebnis und bedarf einer genaueren Analyse, die wegen der komplexen Formulierung der Ausflussfunktion mitunter mühselig sein kann. Die Gleichung E.3 stellt eine Approximation der Drosselgleichung dar, die mit weniger Aufwand zu implementieren ist und eine deutlich vereinfachte Analyse am Motorenprüfstand ermöglicht.

Literaturverzeichnis

- Akimoto, Akira, Hirokazu Itoh und Hitoshi Suzuki (Okt. 1989). „Development of ΔP Method to Optimize Transient A/F - Behavior in MPI Engine“. In: *JSAE Review* 10.4. JSAE Paper Number: 895550, S. 29–35.
- Alberer, Daniel. und Luigi. del Re (2009). „Optimization of the transient Diesel engine operation“. In: *SAE Technical Paper 2009-24-0113*. 8 Seiten.
- Alberer, Daniel und Luigi del Re (2008). „Optimal Selection of Control Inputs for Diesel Engines“. In: *17th IFAC World Congress Seoul, Korea*, S. 10704–10709.
- Alberer, Daniel und Luigi del Re (2009). „Fast Oxygen Based Transient Diesel Engine Operation“. In: *SAE International Journal of Engines*, S. 405–413.
- Alberer, Daniel und Luigi del Re (2010). „On-line Abatement of Transient NO_x and PM Diesel Engine Emissions by Oxygen Based Optimal Control“. In: *SAE Technical Paper 2010-01-2201*. 12 Seiten.
- Albin, Thivaharan, Dennis Ritter, Norman Liberda, Stefan Pischinger und Dirk Abel (2015). „Two-Stage Turbocharged Gasoline Engines: Experimental Validation of Model-based Control“. In: *IFAC Papers On Line* 48.15, S. 124–131.
- Alfieri, Ezio (2009). „Emissions-Controlled Diesel Engine“. Dissertation. ETH-Zürich, S. 81–93.
- Amstutz, Alois (1991). „Geregelte Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxid- und Partikelemissionen beim Dieselmotor mit Comprex-Aufladung“. Dissertation. ETH-Zürich, S. 102–114.
- Anderson, Jon, John May, Cecil Favre, Dirk Bosteels, Simon de Vries, Matthew Heaney, Matthew Keenann und Jonathon Mansell (2014). „On-Road and Chassis Dynamometer Evaluations of Emissions from Two Euro 6 Diesel Vehicles“. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, S. 919–934.
- Arsie, Ivan, Rocco Di Leo, Cesare Pianese und Matteo De Cesare (2014). „Estimation of In-Cylinder Mass and AFR by Cylinder Pressure Measurement in Automotive Diesel Engines“. In: *19th IFAC World Congress, Cape-Town, South Africa*, S. 11836–11841.
- Asprion, Jonas (2013). „Optimal Control of Diesel Engines: Modelling, Numerical Methods and Applications“. Dissertation. ETH-Zürich.
- Barro, Christophe und Frédéric Tschanz (2012). „Rußgeregelter Dieselmotor“. In: *FVV-Abschlussbericht, Vorhaben 986*.
- Basse, Norbert, Kai Behnk, Jürgen Manns, Efstratios Mylidakis und Wolfgang Tschiggfrei (Dez. 2004). „Emissionsoptimierungsprozess für Dieselmotoren am dynamischen Motorprüfstand“. In: *MTZ*, S. 988–995.
- Baumann, Julian (2006). „Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, S. 92–95.

- Benz, Michael (2010). „Model-Based Optimal Emission Control of Diesel Engines“. Dissertation. ETH-Zürich, S. 67–112.
- Birch, Stuart (Apr. 2016). „Volvo bets on new PowerPulse, not 48V, to attack turbo Diesel 'lag'“. In: *SAE: Automotive Engineering*, S. 30–32.
- Blanco-Rodriguez, David (2013). „Modeling and Observation of Exhaust Gas Concentrations for Diesel Engine Control“. Diss. Universitat Politecnica de Valencia, S. 13–23.
- Bohl, Willi und Wolfgang Elmendorf (2008). *Technische Strömungslehre*. Vogel Buchverlag.
- Boley Daniel. L. ; Sutherland, Karen. T. (1993). *Recursive Total Least Squares: An Alternative to the Discrete Kalman Filter*. Techn. Ber. University of Minnesota, S. 221–234.
- BOSCH, Robert (2011a). *Automotive Handbook*. Wiley.
- BOSCH, Robert (2011b). *Common Rail System CRS1-16 mit 1600 bar und Magnetventil-Injektoren*. Diesel Systems, S. 2. URL: http://produkte.bosch-mobility-solutions.de/media/ubk_europe/db_application/downloads/pdf/antrieb/de_5/04_DS_Sheet_Common_Rail_System_CRS1-16_mit_1600_bar_20110826.pdf.
- Boulouchos, Konstantinos, Christophe Barro, Peter Obrecht, Leila Sharifian und Vögelin Philipp (2012). „Entwicklung schneller Mess- und Rechenverfahren für die Charakterisierung energieeffizienter Dieselmotoren an der Nahtstelle zur Abgasnachbehandlung“. In: *Bundesamt für Energie BFE, Schlussbericht*, S. 59–69.
- Boulouchos, Konstantinos, Hansruedi Stelber, Raffael Schubiger, Meinrad K. Eberle und Thomas Lutz (Mai 2000). „Optimierung von Arbeits- und Brennverfahren für größerer Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung“. In: *MTZ*, S. 336–345.
- Brown, Robert G. und Patrick Y.C. Hwang (2012). *Random Signals and Applied Kalman Filtering*. John Wiley & Sons, Inc.
- Carlsson, Per (2007). „Flow Through a Throttle Body: A Comparative Study of Heat Transfer, Wall Surface Roughness and Discharge Coefficient“. Magisterarb. Linköping University, S. 7. URL: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A23184&dsid=-8960>.
- Carriero, Massimo (2016). „The European approach on Real-Driving Emissions“. In: *EU-China Workshop on Water and Air Policy Beijing, China*. 14 Seiten.
- Elbert, Philipp, Christophe Barro und Alois Amstutz (2016). „Emissionsoptimierter Dieselmotor“. In: *FVV-Abschlussbericht, Vorhaben 1140*. Heft 1089, S. 9–28.
- Fleiss, Michael, Ragnar Burenus, Göran Almkvist und Jonas Björkholtz (Juni 2016). „Das pneumatische Turbolader-Unterstützungssystem PowerPulse“. In: *MTZ 77.6*, S. 10–17.
- Fletcher, Roger (2013). „Practical Methods of Optimization“. In: John Wiley & Sons, Ltd. Kap. 2.2, S. 27–31.
- Franco, Vincente, Francisco P. Sanchez, John German und Peter Mock (2014). „Real-World Exhaust Emissions From Modern Diesel Cars“. In: *ICCT-White Paper*. 59 Seiten.
- Gauthier, Yvan (2009). „Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren-Einfluss auf die Rußemissionen“. In: Vieweg+Teubner. Kap. 4, S. 39–75.
- Giansetti, Pascal, Guillaume Colin, Yann Chamaillard und Pascal Higelin (2007). „Two Observers for In-Cylinder Mass Estimation Using Cylinder Pressure Measurements“. In: *5th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control Pajaro Dunes, USA 40*, S. 219–226.

- Gilkey, J und J. Powell (1985). „Fuel-Air Ratio Determination From Cylinder Pressure Time Histories“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, S. 252–257.
- Goppelt, Gernot (Juni 2015). „Kommt die elektrische Aufladung“. In: *MTZ* 76.7, S. 8–13.
- Gschweidl, Kurt, Horst Pfluegl, Tiziana Fortuna und Rainer Leithgoeb (2001a). „AVL Cameo Online DoE — Wie verkürzt die neue Toolbox die modellbasierte Motorapplikation?“ In: *Haus der Technik*.
- Gschweidl, Kurt, Horst Pfluegl, Tiziana Fortuna und Rainer Leithgoeb (Juli 2001b). „Increasing the efficiency of model-based engine applications through the use of CAMEO online DoE toolbox“. In: *ATZ*, S. 17–20.
- Guzzella, Lino und Alois Amstutz (1998). „Control of diesel engines“. In: *IEEE Control Systems*, S. 53–71.
- Guzzella, Lino und Christopher Onder (2010). *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer Verlag, Berlin, S. 34, 183–188.
- Haase, Dirk (2004). „Ein neues Verfahren zur modellbasierten Prozessoptimierung auf der Grundlage der statistischen Versuchsplanung am Beispiel eines Ottomotors mit elektromagnetischer Ventilsteuerung“. Dissertation. Technische Universität Dresden, S. 57–73.
- Hafner, Michael (2001). „Modellbasierte stationäre und dynamische Optimierung von Verbrennungsmotoren am Motorenprüfstad utner Verwendung neuronaler Netze“. Dissertation. TU-Darmstadt, S. 107–112, 123–125.
- Hagena, Jonathan R., Zoran S. Filipi und Dennis N. Assanis (2006). „Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In“. In: *SAE World Congress Detroit, Michigan*. 13 Seiten.
- Hart, Martin (1999). „Auswertung direkter Brennraumdruckinformationen an Verbrennungsmotoren mit estimationstheoretischen Methoden“. Dissertation. Universität Siegen, S. 73.
- Heywood, John B. (1988). „Internal Combustion Engine Fundamentals“. In: Hrsg. von Anne Duffy und John M. Morriss. McGraw-Hill, Inc. Kap. 11, S. 590.
- Hiereth, Hermann und Peter Prenninger (2007). *Charging the Internal Combustion Engine*. Springer: Wien, New York.
- Hillion, Mathieu (2010). „Transient Combustion Control of Internal Combustion Engines“. Dissertation. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, S. 53–83.
- Hochschwarzer, Helmut (1990). „Automatische Motorparameteroptimierung“. Dissertation. TU-Graz.
- Hohenberg, Günter (2006). *Skriptum: Verbrennungskraftmaschinen II*. SS. TU-Darmstadt.
- Hohenberg, Günter und Irold Killmann (Nov. 1982). „Basic Findings Obtained from Measurement of the Combustion Process“. In: *Proceedings of the International Fisita Congress*, S. 126.1–126.8.
- Holderbaum, Bastian, Michael Kind, Christoph Menne, Thomas Wittka, Giovanni Vagnoni, Dirk Bosteels, Cecile Favre und John May (2015). „Potential for Euro 6 Passenger Cars with SCR to meet RDE Requirements“. In: *36. Internationales Wiener Motorensymposium*. 22 Seiten.
- Isermann, Rolf, Hrsg. (2003). *Modellgestützte Kalibrierung von Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Springer Berlin. Kap. 3,16, S. 31, 257.

- Isermann, Rolf (2006). „Identification Methods for Experimental Modeling of Nonlinear Combustion Processes“. In: *4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC) San Diego, USA*. 18 Seiten.
- Isermann, Rolf (2014). *Engine Modeling and Control*. Springer Verlag.
- Isermann, Rolf und Marco Münchhof (2011). *Identification of Dynamic Systems*. Springer. Kap. 19, S. 477.
- Junglas, Peter (2016). *Thermodynamik I*. pdf. URL:
<http://www.peter-junglas.de/fh/vorlesungen/skripte/thermodynamik1.pdf>.
- Kalman, Rudolf E. (1960). „A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems“. In: *Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering*, S. 35–45.
- Kemper, Elise (2015). „Modellbasierte optimale Mehrgrößenregelung und optimale Reglerparametrisierung für Luftsysteme von Pkw-Dieselmotoren“. Diss. Universität Bremen, S. 60–71.
- Kimmich, Frank (2004). „Modellbasierte Fehlererkennung und Diagnose der Einspritzung und Verbrennung von Dieselmotoren“. Dissertation. TU-Darmstadt.
- KISTLER (2010). *Motoren Indizierung, Druckmesstechnik für Forschung und Entwicklung*, S. 6. URL: www.kistler.com/?type=669&fid=41&model=download.
- Klein, P. (2009). „Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung für Verbrennungsmotoren“. Dissertation. Universität Siegen, S. 27–32.
- Kleppmann, Wilhelm (2003). „Taschenbuch Versuchsplanung“. In: Hrsg. von Franz J. Brunner. Carl Hanser Verlag. Kap. 11, S. 198.
- Knippschild, Clemens L. (2011). „Zylinderindividuelle Regelung des Gaszustands bei Pkw-Dieselmotoren“. Dissertation. Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- Knödler, Kosmas (2004). „Methoden der restringierten Online-Optimierung zur Basisapplikation moderner Verbrennungsmotoren“. Dissertation. Eberhard-Karls-Universität Tübingen.
- Knödler, Kosmas, Jan Poland, Thomas Fleischhauer, Mitterer Alexander, Stephan Ullman und Andreas Zell (Juni 2003). „Modellbasierte Online-Optimierung moderner Verbrennungsmotoren, Teil 2: Grenzen des fahrbaren Suchraums“. In: *MTZ*.
- Knörr, Wolfram, Stefan Hausberger, Hinrich Helms, Udo Lambrecht, Mario Keller und Heinz Stevens (2011). *Weiterentwicklung der Emissionsfaktoren für das Handbuch für Emissionsfaktoren (HBEFA)*. Techn. Ber. Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH, S. 61–73.
- Kowalczyk, Marek (2012). „Online-Methoden“. In: *FVV-Abschlussbericht, Vorhaben 1035*.
- Kowalczyk, Marek (2014). „Online-Methoden II“. In: *FVV-Abschlussbericht, Vorhaben 1129*.
- Levine, William S., Hrsg. (2011). *The Control Handbook*. Pages: 221. CRC Press, S. 442.
- Maas Harald. ; Klier, Heiner (2013). *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer-Verlag, S. 66.
- Mallamo, Fabio (2013). „Application of the DoE methodology to the calibration of Diesel engines“. In: *AVL DoE Seminar Torion, Italien*, S. 9, 57.
- Manz, Peter-Wolfgang (2016). *Indizierttechnik an Verbrennungsmotoren*. pdf. URL:
<http://www.ivb.tu-bs.de/download/IaV/>.

- Martin, Sebastian, Christian Beidl, Markus Münz und Rolf Müller (2014). „Potenziale elektrischer Zusatzaufladung mit neuen Regelungskonzepten“. In: *Internationaler Motorenkongress, Baden-Baden*, S. 207–227.
- May, John (2015). *Real Driving Emissions*. Techn. Ber. Association for Emissions Control by Catalyst.
- Mazur, Michael (2015). „Steuerungskonzept zur dynamischen Führung eines Dieselmotors“. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- Merker, Günter P. und Christian Schwarz (2011). „Grundlagen Verbrennungsmotoren“. In: Hrsg. von Rüdiger Teichmann. Vieweg + Teubner. Kap. 2,13, S. 39, 540.
- Meyer, Jason und Stephen Yurkovich (2012). „Improved Combustion Control in Diesel Engines Through Active Oxygen Concentration Compensation“. In: *Stoichiometry and Materials Science - When Numbers Matter, InTech Rijeka, Kroatien*, S. 391–414.
- Mollenhauer, Klaus und Helmut Tschöke (2007). „Handbuch Dieselmotoren“. In: Springer, Berlin. Kap. 15, S. 488.
- Montgomery, Douglas M. (2013). „Design and Analysis of Experiments“. In: John Wiley and Sons, Inc. Kap. 6,9,10, S. 101–128, 173–181, 189–201.
- Mrosek, Matthias und Rolf Isermann (2010). „Model-based Estimation and Control of the Intake Gas Composition for Turbocharged Diesel Engines with High- and Low-Pressure EGR“. In: *10. Internationales Stuttgarter Symposium*, S. 489–512.
- Mrosek, Matthias, Heiko Sequenz und Rolf Isermann (2011). „Identification of Emission Measurement Dynamics for Diesel Engines“. In: *18th IFAC World Congress Milano, Italien*, S. 11839–11844.
- Münchhof Marco ; Isermann, Rolf (2011). *Identification of Dynamic Systems*. Springer Verlag, Berlin, S. 512, 477, 508–512, 582–586.
- Nakayama, Shigeki, Takao Fukuma, Akio Matsunaga, Teruhiko Miyake und Toru Wakimoto (2003). „A New Dynamic Combustion Control Method Based on Charge Oxygen Concentration for Diesel Engines“. In: *SAE Technical Paper 2003-01-3181*. 13 Seiten.
- Naumann, Tino (2002). „Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren“. Dissertation. Technische Universität Berlin, S. 28, 30–35, 37–39, 41–42, 101–130.
- Nelder, John A. und Mead Roger (1965). „A simplex method for function minimization“. In: *The Computer Journal*, S. 308–313.
- Nelles, Oliver (1997). „LOLIMOT - Lokale, lineare Modelle zur Identifikation nichtlinearer, dynamischer Systeme“. In: *at - Automatisierungstechnik* 45.4, S. 163–174.
- Nelles, Oliver (1998). „Nonlinear System Identification with Local Linear Neuro-Fuzzy Models“. Dissertation. TU-Darmstadt.
- Nelles, Oliver (2001). *Nonlinear System Identification*. Springer Verlag, S. 101–113.
- Neßler, Adrian (2015). „Optimierungsstrategien in der modellbasierten Dieselmotorenentwicklung“. Diss. TU-Berlin, S. 73–93.
- Nocedal, Jorge (1992). „Theory of Algorithms for Unconstrained Optimization“. In: *Acta Numerica 1992, Cambridge University*, S. 3.
- Paulweber, M, H Hochschwarzer, L Blöder und K Ackerl (1992). „Das Abstimmen von Motormanagement-Systemen – ein Fall für C.A.T (computer aided testing)“. In: *Meß- und*

- Versuchstechnik im Automobilbau. (VDIGesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik 974), S. 101–113.*
- Petras, Ivo (2010). „Total Least Squares Approach to modeling: A Matlab Toolbox“. In: *Acta Montanistica Slovaca* 2, S. 158–170.
- Poland, Jan (2002). „Modellgestützte und Evolutionäre Optimierungsverfahren für die Motorentwicklung“. Dissertation. Eberhard-Karls-Universität Tübingen.
- Poland, Jan, Kosmas Knödler, Thomas Fleischhauer, Mitterer Alexander, Stephan Ullman und Andreas Zell (Mai 2003). „Modellbasierte Online-Optimierung moderner Verbrennungsmotoren, Teil 1: Aktives Lernen“. In: *MTZ*, S. 520–526.
- Powell, Michael J.D. (1987). „A review of algorithms for nonlinear equations and unconstrained optimization“. In: *ICIAM '87, First International Conference on Industrial and Applied Mathematics*, S. 220–232.
- Qiu, Zeng, Mario Santillo, Mrdjan Jankovic und Jing Son (Apr. 2015). „Composite Adaptive Internal Model Control and Its Application to Boost Pressure Control of a Turbocharged Gasoline Engine“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 23.6, S. 2306–2315.
- Rakopoulos, Constantine D. und Evangelos G. Giakoumis (2009). *Diesel Engine Transient Operation-Principles of Operation and Simulation Analysis*. Springer-Verlag London Limited, S. 141–161.
- Reif, Konrad (2014). „Dieselmotormanagement im Überblick“. In: Springer Vieweg. Kap. Elektronische Dieselregelung EDC, S. 124–129.
- Rückert, Joachim (2005). „Modellgestützte Regelung von Ladedruck und Abgasrückführ率 beim Dieselmotor“. Dissertation. RWTH-Aachen, S. 93–96.
- Rückert, Joachim, Felix Richert, Olaf E. Hermann, Axel Pfeifer und Stefan Pischinger (2004). „Ein Modellgestützter Prädiktiver Ansatz zur Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Nutzfahrzeug-Dieselmotor“. In: *Fachtagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG*. 12 Seiten.
- Schilling, Alexander, Enzo Alfieri und Alois Amstutz (2007). „Emissionsgeregelte Dieselmotoren“. In: *FVV-Abschlussbericht, Vorhaben 812*, S. 12–14.
- Schmitz, Günter, U Oligschläger, G Eifler und H Lechner (1994). „Automated System for Optimized Calibration of Engine Management Systems“. In: *International Congress & Expedition Detroit, USA*. 8 Seiten.
- Schüler, Matthias (2000). „Stationäre Optimierung der motorsteuerung von PKW-Dieselmotoren mit Abgasturbolader durch Einsatz schneller neuronaler Netze“. Diss. TU-Darmstadt.
- Schwarzmann, Dieter, Rainer Nitsche und Jan Lunze (Apr. 2006). „Diesel Boost Pressure Control using Flatness-Based Internal Model Control“. In: *SAE Technical Paper*. 11 Seiten. SAE International. DOI: 10.4271/2006-01-0855. URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-0855>.
- Sequenz, Heiko (2013). „Emission Modelling and Model-Based Optimization of the Engine Control“. Dissertation. TU-darmstadt, S. 53–73, 60, 77–79.
- Sorenson, Harold W. (Juli 1970). „Least-squares estimation: from Gauss to Kalman“. In: *IEEE Spectrum* 7, S. 63–68.
- Specht, Eckehard (2010). *Verbrennungstechnik*. WS0910. Universität Magdeburg. URL: http://www.uni-magdeburg.de/isut/TV/Download/Kapitel_10_Verbrennung_WS0910.pdf.

- Steven, Heinz (2015). *PEMS-Messungen an drei Euro 6-Diesel-Pkw auf Streckenführungen in Stuttgart und München sowie auf Außerortsstrecken*. Techn. Ber. Landesamt für Umwelt, Messung und Naturschutz, Baden-Württemberg, S. 54.
- Sung, Alexander, Florian Klöpper, Alexander Mitterer, Georg Wachtmeister und Andreas Zell (Jan. 2007). „Modellbasierte Online-Optimierung in der Simulation und am Motorenprüfstand“. In: *MTZ*, S. 42–48.
- Sung, Bing-Wen (2009). „Dynamische Vermessungsmethoden in der Online-Optimierung moderner Verbrennungsmotoren“. Dissertation. Eberhard-Karls-Universität Tübingen.
- Thacker, Neil A. und A J. Lacey (Apr. 2006). „Tutorial: The Likelihood Interpretation of the Kalman Filter“. In: *Tina Memo* 1996-002. 11 Seiten.
- Thompson, Gregory J. (2014). *In-Use Emissions Testing of Light-Duty Diesel Vehicles in the United States*. Techn. Ber. Prepared for ICCT. West Virginia University, S. 133.
- Tschanz, Frédéric (2012). „Control of Particulate Matter and Nitrogen Oxide Emissions in Diesel Engines“. Dissertation. ETH Zürich, S. 26–46.
- Vitzthum von Eckstein, Christiane (2014). „Spannungsfeld zwischen NO_x-Grenzwert und Realemissionen“. In: *Plattform Saubere Luft - Tagung zum Thema Tempolimits*. 16 Seiten.
- Voigt, Kai U. (1993). „Model Based On Line Optimization For Modern Engine Management Systems“. In: *Mobility Technology Conference & Exhibit Sao Paulo, Brasil*. 12 Seiten.
- Weiss, Martin, Pierre Bonnel, Urbano Manfredi, Rinaldo Colombo, Gaston Lanappe, Philippe Le Lijour und Mirco Sculati (2011). *Analyzing on-road emissions of light-duty vehicles with Portable Emission Measurement Systems (PEMS)*. Techn. Ber. Joint Research Center der Europäischen Kommission.
- Wissel, Dirk von, Vincent Talon, Vincent Thomas, Benoist Graniger, Lukas Lansky und Michael Uchanski (Jan. 2016). „Linking model predictive control (MPC) and system simulation tools to support automotive system architecture choices“. In: *8th European Congress on Embedded Real Time Software and Systems, At Toulouse, France*. 10 Seiten.
- Worm, Jeremy (2005). „An Evaluation of Several Methods for Calculating Transient Trapped Air Mass With Emphasis on the ΔP Approach“. In: *SAE World Congress Detroit, USA*. 18 Seiten.
- Wüst, Marcel, Michael Krüger, Dirk Naber, Lisa Cross, Andreas Greis, Sebastian Lachenmaier und Ingo Stoltz (2015). „Operating Strategy for Optimized CO₂ and NO_x emissions of Diesel Engine Mild Hybrid vehicles“. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*, S. 93–111.
- Yokomura, Hitoshi, Susumu Kouketsu, Seiji Kotooka und Yoshiyuki Akao (2004). „Transient EGR Control for a Turbocharged Heavy Duty Diesel Engine“. In: *SAE World Congress Detroit, Michigan*. 9 Seiten.
- Zaglauer, Susanne (2014). „Methode zur multikriteriellen Optimierung des Motorverhaltens anhand physikalisch motivierter Modelle“. Diss. Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, S. 38–48.
- Zaglauer, Susanne und Michael Deflorian (Aug. 2011). „Design of Experiments for nonlinear dynamic system Identification“. In: *18th IFAC World Congress Milano, Italien*, S. 13179–13184.

Veröffentlichungen des Autors

- Isermann, Rolf und Simon Zydek (2015). „On model-based combustion engine control systems.“ In: *Symposium for Combustion Control, Aachen*, S. 79–80.
- Kowalczyk, Marek, Simon Zydek und Rolf Isermann (2013). „Online-Methoden zur Integration von Vermessung, Modellbildung und Kennfeldoptimierung an Verbrennungsmotorprüfständen“. In: *7. Tagung Design of Experiments (DoE) in der Motorenentwicklung*.
- Sequenz, Heiko, Matthias Mrosek, Simon Zydek und Rolf Isermann (2011). „Model Based Optimization of a Step in Acceleration for a CR-Diesel Engine“. In: *18th IFAC World Congress Milano, Italy*, S. 13016–13021.
- Zydek, Simon (2010). „Modellbasierte Optimierung von dynamischen Lastwechselübergängen und modellbasierte Emissionsregelung eines Diesel-Verbrennungsmotors“. Studienarbeit. TU-Darmstadt.
- Zydek, Simon (2016a). „Modellgestützte Kalibrierung“. In: *FVV-Abschlussbericht, Vorhaben 1161. Frankfurt: Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.*
- Zydek, Simon (2016b). „Modellgestützte Kalibrierung“. In: *Herbsttagung 2016, Gesamtsysteme, Magdeburg. Frankfurt: Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.*
- Zydek, Simon, David Casper und Rolf Isermann (2015). „Adaptive semi-physikalische Modelle zur Parametrierung von Steuer- und Reglerstrukturen des Luftpfades“. In: *AUTOREG 2015. Auf dem Weg zum automatisierten Fahren. 7. Fachtagung, Baden- Baden*. 19 Seiten.
- Zydek, Simon, David Casper, Rolf Isermann und Alexander Weber (2016). „Determining the Initial In-Cylinder Gas State Based on Semi-Physical Models“. In: *AAC 2016 – IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, S. 454–460.
- Zydek, Simon und Rolf Isermann (2014). „Konzept zur Onlineparametrierung für den dynamischen Motorbetrieb“. In: *Haus der Technik - Elektronisches Management von Fahrzeugantrieben*, 24 Seiten.
- Zydek, Simon und Rolf Isermann (2015). „Gas-condition-dependent combustion control for optimal, dynamic diesel engine operation Symposium for Combustion Control, Aachen“. In: *Symposium for Combustion Control, Aachen*, S. 109–115.
- Zydek, Simon und Rolf Isermann (2016). „Optimal Model Based Diesel Engine Control for Dynamic Driving Conditions“. In: *Symposium for Combustion Control, Aachen*, S. 15–23.
- Zydek, Simon und Rolf Isermann (2017). „Optimal model based diesel engine control for dynamic driving conditions“. In: *International Journal of Engine Research - SCC Symposium Special Issue*. In Revision.

Betreute Abschlussarbeiten

- Abel, Michael (2014). *Entwicklung und Implementierung einer physikalisch orientierten Optimierungsstrategie für die Stellgrößen der Gemischaufbereitung hinsichtlich mehrerer Zielgrößen*. Diplomarbeit, TU-Darmstadt.
- Alwie, Heikal (2014). *Erstellung eines Zündverzugsmodells mittels lokal linearer Netzmodelle*. Masterarbeit, TU-Darmstadt.
- Casper, David (2015). *Entwicklung eines Zustands- und Parameterschätzers für den Luftpfad eines Dieselmotors*. Diplomarbeit, TU-Darmstadt.
- Gorschewski, Tim (2014). *Modellbildung und Identifikation eines thermodynamischen Modells der Bremsscheibentemperatur*. Masterarbeit, TU-Darmstadt.
- Jopski, Clemens (2015). *Entwicklung einer Struktur zum Regeln des Initialgaszustandes im Zylinder am Beispiel eines Dieselmotors*. Masterarbeit, TU-Darmstadt.
- Li, Wei (2013). *Erstellung eines vereinfachten Verbrennungsmodells unter Verwendung von Realgasannahmen*. Diplomarbeit, TU-Darmstadt.
- Mukha, Andrey (2016). *Entwicklung einer selbstparametrierenden Reglerstruktur für einen Allzweck-Aktuator im Luftpfad eines Verbrennungsmotors*. Masterarbeit, TU-Darmstadt.
- Wienker, Felix (2014). *Entwicklung und Regelung der elektronischen Leitschaufelpositions-Aktorik eines VTG-Turboladers*. Masterarbeit, TU-Darmstadt.
- Wu, Yunfeng (2015). *Untersuchung der Stabilität von Engine-In-The-Loop Prüfständen bei der Einbindung von externen Simulationen*. Masterarbeit, TU-Darmstadt.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Simon Zydek
Geburtsdatum	13. November 1983
Geburtsort	Wetzlar
Nationalität	deutsch

Schul Ausbildung

1990–1994	Grundschule (Grundschule Hochelheim)
1994–1999	Gymnasium (Weidiggymnasium, Butzbach)
1999–2000	Gymnasium (Carl-von-Weinbergschule, Frankfurt am Main)
2000–2001	Gymnasium (Eldorado High School, Las Vegas)
2001–2003	Gymnasium (Carl-von-Weinbergschule, Frankfurt am Main)

Hochschulausbildung

2004–2007	Studium der Elektrotechnik an der Universität Ulm
2005–2011	Studium der Elektrotechnik an der Technischen Universität Darmstadt, Vertiefungsrichtung Automatisierungstechnik

Berufstätigkeit

2012–2013	Promotionsstipendiat am Institut für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt bei Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
2013–2016	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt bei Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
seit 2017	Controls System Engineer bei der Opel Automobile GmbH, Rüsselsheim

Erklärung

Ich versichere, dass ich die vorliegende Dissertation selbständig und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt habe. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Darmstadt, 20.06.2017

Simon Zydek